

**Untersuchung der Auswirkung von
Luftummantelung und Pumpencharakteristik
auf die Schneidkraft des Düsenstrahls**

Von der Fakultät Architektur, Bauingenieurwesen und Stadtplanung der
Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus zur Erlangung des
akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Christoph Beck

geboren am 26. März 1972 in München

Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. L. Wichter
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. J. Grabe
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. M. Viering
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. C. Egbers

Tag der Disputation:	21. November 2006
----------------------	-------------------

Vorwort des Herausgebers

Herr Dipl.-Ing. Beck stellt in der vorliegenden Arbeit die Ergebnisse von Untersuchungen vor, die eine Optimierung der Schneideigenschaften des Flüssigkeitsstrahles zum Ziel hatten, der das Bauverfahren der Hochdruckinjektion kennzeichnet. Er hat die Untersuchungen im Rahmen seiner Tätigkeit als Angestellter der Bauer Spezialtiefbau GmbH durchgeführt. Anlass waren Fragestellungen, die sich aus dem Einsatz des Düsenstrahlverfahrens in der Praxis ergaben. Wie bei allen experimentellen Arbeiten ist der tatsächliche Aufwand aus einem Versuchsbericht später kaum zu erkennen. Es ist zu bemerken, dass Grundsatzversuche zum Düsenstrahlverfahren im Rahmen der üblichen Hochschulfinanzierungswege nicht durchgeführt werden können, weil Vorhaltung und Betrieb einer HDI-Einrichtung über einen längeren Zeitraum nicht möglich sind. Von der Durchführung der Versuche und Entwicklungen ist es aber nochmals ein Schritt, die Ergebnisse der Arbeiten in einem Bericht zusammenfassend darzustellen. Umso erfreulicher ist es, dass sich Herr Beck neben seiner beruflichen Tätigkeit in der Firma Bauer dazu bereit gefunden hat, die Ergebnisse seiner Arbeiten im Rahmen einer Dissertationsschrift zusammenzufassen. Auch der Bauer Spezialtiefbau GmbH ist dafür zu danken, dass sie Herrn Beck die Veröffentlichung gestattet.

Herr Beck behandelt in seiner Arbeit zwei Teilaspekte des Düsenstrahlverfahrens. Die Erforschung der Wirkung der Luftummantelung des Düsenstrahls bildet den Kern der Untersuchungen. Zusätzlich untersucht er auch den zum Düsen notwendigen Massenstrom, der durch Kolbenpumpen mit hoher Leistung erzeugt wird. Insbesondere diese Pumpen machen das Verfahren teuer, und Verbesserungen wirken sich hier unmittelbar auf die Kosten aus.

Für die Praxis wichtigstes Ergebnis der Untersuchungen Herrn Becks zum Schneidstrahl ist die Erkenntnis, dass die Luftzugabe durch die Ringdüse auf den Düsenstrahl weder strahlbündelnd wirkt, noch dass die Luft den Düsenstrahl ummantelt. Vielmehr bewirkt die Luftzugabe, dass die Dichte des Zementsuspensions-Bodengemisches im Bereich des arbeitenden Schneidstrahls vermindert wird. Dadurch findet der Strahl einen geringeren Widerstand, und seine Reichweite wird größer.

Im zweiten Teil der Arbeit untersucht Herr Beck das Förderverhalten von Mehrkolbenpumpen, wie sie zur Erzeugung des Suspensionsdruckes verwendet werden. Bedingt durch die Kolbenwirkung wird in Abhängigkeit von der Anzahl der Kolben ein nicht kontinuierlicher Massenstrom erzeugt. Herrn Becks Idee war es nun, den Massenstrom einer hydraulisch betriebenen Zweikolbenpumpe dadurch zu verstetigen und damit die

IV

Wirkung zu verbessern, dass er auf der Druckseite einen Windkessel zur Pufferung einsetzte. Bei der Arbeit der Zweikolbenpumpe entsteht durch diese Anordnung in der Suspension ein geglätteter Druckverlauf, der bewirkt, dass die Schneidkraft eines Düsenstrahls aus einer Zweikolbenpumpe mit Windkessel der Schneidkraft eines Strahls aus einer Dreikolbenpumpe vergleichbar ist. Kostengünstigere Zweikolbenpumpen können also in vielen Fällen anstelle der Dreikolbenpumpen eingesetzt werden, wenn sie nach dem Vorschlag Herrn Becks ausgerüstet werden.

Cottbus, im Mai 2007

Lutz Wichter

Vorwort des Verfassers

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als Entwicklungsingenieur für das Düsenstrahlverfahren bei der BAUER Spezialtiefbau GmbH, in Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Bodenmechanik und Grundbau / Geotechnik der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Lutz Wichter, der sofort bereit war meine Dissertation zu betreuen und mir somit diese Arbeit ermöglicht hat. Mein ganz besonderer Dank gilt Herr Dr.-Ing. Wolfgang Schwarz von der BAUER Spezialtiefbau GmbH, der mir die Anregung gab, über die Entwicklungsergebnisse meiner Arbeit bei der BAUER Spezialtiefbau GmbH eine Dissertation zu verfassen. Herrn Prof. Dr.-Ing Jürgen Grabe danke ich für sein der Arbeit entgegen gebrachtes Interesse und die Übernahme des Korreferates. Ebenso Danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Viering und Prof. Dr.-Ing. Christoph Egbers für die Übernahme der weiteren Korreferate.

Mein Dank gilt auch meinen Kollegen Herrn R. Lauerer und G. Hofner, die mich beim Aufbau des Prüfstandes unterstützt haben. Für regen fachlichen Austausch und wertvolle Diskussionen danke ich meinen Kollegen D. Hartmann, U. Wiedenmann, A. Schön, G. Seibold und N. Gügel.

Bei meinem Bruder Dr.-Ing. Sebastian Beck bedanke ich mich ganz herzlich für die vielen wertvollen Diskussionen, seine intensive und unschätzbare Unterstützung mit Rat und Tat und das mehrmalige Korrekturlesen.

Schließlich möchte ich mich auch bei meinen Eltern bedanken, ohne deren Vorbild und Unterstützung mein erfolgreicher Weg bis zur Promotion nicht möglich gewesen wäre.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Frau Claudia und meinen Kindern Celina und Corvinus für ihre Geduld und ihr Verständnis während der Erstellung der Arbeit ganz herzlich bedanken. Dadurch, dass sie hinter mir gestanden sind, wurde diese Arbeit erst möglich.

Schrobenhausen, im April 2007

Christoph Beck

Kurzfassung

Das Düsenstrahlverfahren wird vielfältig im Spezialtiefbau zur Baugrundverbesserung, als Verbau- und Gründungselemente sowie zur Abdichtung gegen Grundwasser eingesetzt. Das Düsenstrahlverfahren hat wegen seiner universellen Einsetzbarkeit in den letzten Jahren stark an Bedeutung gewonnen. Wesentliches Ziel bei der Weiterentwicklung des Verfahrens ist die Vergrößerung der Durchmesser der Düsenstrahlelemente. Eine Möglichkeit ist dabei die Zugabe von Druckluft als so genannte Luftummantelung des Düsenstrahls. Die verfahrenstechnischen Parameter basieren in aktuellen Anwendungen meist auf Erfahrungswerten. Die Luftummantelung wird daher häufig nicht im optimalen Betriebspunkt eingesetzt. Weiterhin sind bisher nur Dreikolbenpumpen in der Lage, die Anforderungen an einen stetigen Massenstrom zu erfüllen.

Diese Arbeit stellt ein mathematisches Modell der Luftummantelung vor, mit dem der optimale Betriebspunkt bestimmt werden kann. Neue Erkenntnisse über die Wirkungsweise der Luftummantelung auf den Düsenstrahl werden durch Staudruckmessungen und Messungen der Schneidkraft gewonnen. Ein weiterer Beitrag zur flexiblen Einsetzbarkeit des Düsenstrahlverfahrens wird durch Verstetigung des Massenstroms einer Zweikolbenpumpe mit Hilfe eines Windkessels erreicht. Dies erlaubt kleinere und kostengünstigere Baustelleneinrichtungen. Sowohl die Wirkung der Luftummantelung als auch die Optimierung der Zweikolbenpumpen werden durch Messungen auf einem speziell konzipierten Prüfstand nachgewiesen.

Abstract

The jet grouting technique is frequently used in geotechnical engineering for ground improvement purposes, the formation of retention and foundation elements and also as a means of groundwater control. Due to its almost universal application, the jet grouting process has gained enormously in importance over recent years. A principal goal in the development of the technique is to increase the diameter of jet grouted columns. One way to achieve this is by the addition of compressed air to shroud the grout jet. The process-specific parameters for individual applications are generally based on values derived from experience. As a result, air shrouding is not always deployed under the most efficient operating conditions. Moreover, triple piston pumps are currently the only pumps capable of delivering the required constant material flow.

This thesis presents a mathematical model for air shrouding that enables the most efficient operating conditions to be determined. A new understanding of the effectiveness of air shrouding on the grout jet is gained by dynamic pressure and cutting force measurements. Greater flexibility in the application of the jet grouting process is achieved by stabilising the material flow of a dual piston pump with the use of an air chamber. This results in a smaller and more cost-effective plant setup. Both the effectiveness of air shrouding and the optimisation of dual piston pumps are verified using a specially designed testing facility.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	VII
1 Einleitung	1
1.1 Entwicklungsgeschichte des Düsenstrahlverfahrens	3
1.2 Vergleich des Düsenstrahlverfahrens mit herkömmlichen Injektionen . . .	4
1.3 Verfahrensablauf	5
1.4 Stand der Technik	6
1.4.1 Luftummantelung	6
1.4.2 Düsenträger	8
1.4.3 Hochdruckpumpe	9
1.4.4 Untersuchungsmethoden zum Erosionsmechanismus	9
1.5 Offene Probleme	10
1.5.1 Quantitative Beurteilung von Entwicklungen	10
1.5.2 Luftummantelung	10
1.5.3 Hochdruckpumpen	10
1.6 Ziele der Arbeit	11
2 Prüfstand für den Düsenstrahl	13
2.1 Ausgangspunkt und Zielsetzung	13
2.2 Konzeptionierung des Prüfstandes	13
2.2.1 Verhalten eines Freistrahls	13
2.2.2 Überlegungen zum Aufbau des Prüfstandes	16
2.3 Messung der Schneidkraft	16
2.3.1 Kraftmesseinrichtung	17
2.3.2 Messdatenerfassung	19
2.4 Versuchsdurchführung	20
2.4.1 Auswertung der Messdaten	21
2.4.2 Statistische Untersuchung der Messergebnisse	23
2.5 Testaufbau zur Untersuchung der Luftummantelung des Düsenstrahls . .	26
2.5.1 Grundsätzliche Überlegungen	26
2.5.2 Versuchsaufbau mit Pitot-Sonde	29
2.5.3 Messkonzept	30

3	Charakteristik der Luftummantelung	33
3.1	Ausgangspunkt und Zielsetzung	33
3.2	Theorie zur Luftummantelung	35
3.2.1	Kontinuitätsgleichung für den Kontrollfaden	35
3.2.2	Dimensionslose Darstellung der Kontinuitätsgleichung	37
3.2.3	Schallgeschwindigkeit strömender Gase	38
3.2.4	Kennzahlen der Strömung dichteveränderlicher Gase	40
3.2.5	Stetige, stationäre Strömung bei konstanter Entropie	41
3.3	Berechnung des optimalen Kompressordrucks	43
3.3.1	Berechnung des Reibungsverlustes im Rückflusskanal	45
3.3.1.1	Geometrie des Rückflusskanals	45
3.3.1.2	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit in Rohren	46
3.3.1.3	Reibungsverlust im Rückflusskanal	48
3.3.2	Bestimmung des Druckverlusts in der Druckluftleitung	50
3.3.3	Beispielhafte Berechnung	53
3.4	Gesamtdruckverteilung im Luftstrahl verschiedener Düsenträger und Düsen	54
3.4.1	Definition Gesamtdruckverteilung bei optimaler Luftummantelung	57
3.4.2	Optimaler Kompressordruck bei den Versuchen mit Pitot-Sonde .	58
3.4.3	Darstellung und Beurteilung der Messergebnisse mit Pitot-Sonde	59
3.4.4	Bilder der Luftummantelung	68
3.4.5	Auswirkungen der Luftummantelung auf die Schneidkraft	70
3.4.6	Wirkungsweise der Luftummantelung	73
4	Ein Konzept zur Verstärkung des Massenstroms bei Zweikolbenpumpen	77
4.1	Ausgangspunkt und Zielsetzung	77
4.2	Funktionsweise von Tauchkolbenpumpen	78
4.3	Charakteristisches Förderverhalten von Mehrkolbenpumpen	80
4.3.1	Berechnung des Massenstroms	80
4.3.2	Gegenüberstellung verschiedener Mehrkolbenpumpen	82
4.4	Windkessel	84
4.4.1	Konstruktion und Funktion	84
4.4.2	Berechnung des Windkessels	86
4.4.3	Weiterentwickelter Windkessel für das Düsenstrahlverfahren . . .	88
4.4.4	Vorspanndruck der Membranspeicher	90
4.5	Auswirkung des Förderverhaltens auf die Schneidkraft	91
4.6	Ergebnisse der Schneidkraftuntersuchung	92
4.7	Ergebnis der Versuchsreihe	97
5	Zusammenfassung und Ausblick	99
	Literaturverzeichnis	103
	Bildverzeichnis	109

<i>Inhaltsverzeichnis</i>	XI
Tabellenverzeichnis	111
A Messergebnisse der statistischen Untersuchung	113
B Gesamtdruckverteilungen	117

Symbolverzeichnis

Die wichtigsten Formelzeichen und ihre Bedeutung sind im Folgenden zusammengestellt:

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
α	Winkel	°
γ	Vertrauensniveau	-
κ	Verhältnis der Wärmekapazitäten	-
λ	Rohrreibungszahl	-
μ	”wahrer” Wert für die Messgröße X	-
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
\bar{x}	arithmetisches Mittel	-
ρ_i	Dichte an der Position i	kg/m ³
ρ_{krit}	kritische Dichte im engsten Querschnitt	kg/m ³
ρ_L	Dichte der Luft	kg/m ³
ρ_{Lum}	Dichte des Bereiches der Luftummantelung	kg/m ³
ρ_R	Dichte der Rückflusssuspension	kg/m ³
ρ_{Sus}	Dichte der Zementsuspension	kg/m ³
τ	Schubspannung	N/m ²
τ_W	Wandschubspannung	N/m ²
φ	Kurbelwinkel	°
ζ	Verlustziffern, je nach Art des Krümmers	-
A, A_i	Querschnittsfläche an der Stelle i	m ²
A_K	Kolbenfläche	mm ²
A_R	Querschnittsfläche des Ringspaltes bei der Lufterdüse	mm ²
A_Z	Querschnittsfläche des Zustroms bei der Lufterdüse	mm ²
b	Breite	m
c_i	Schallgeschwindigkeit an der Position i	m/s
c_{krit}	kritische Schallgeschw. im engsten Querschnitt	m/s
c_L	Lavalgeschwindigkeit	m/s
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/K
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	J/K
D	Rohrdurchmesser	m
d	Krümmerschnitt	m
d_S	Durchmesser eines Düsenstrahlelementes	m

d_{Smax}	max. Durchmesser eines Düsenstrahlelementes	m
D_{hyd}	hydraulischer Durchmesser	m
D_K	Kolbendurchmesser	m
D_{Ra}	Außendurchmesser des Rückflusskanals	m
D_{Ri}	Innendurchmesser des Rückflusskanals	m
F	Kraft	kN
f_K	Drehfrequenz	1/s
$F_{Schneid}$	Schneidkraft	kN
h	Enthalpie	
h	Höhe	m
$h_{K_i}(t)$	Position des Kolbens i zur Zeit t	mm
H_K	Kolbenhub	mm
$h_K(t)$	Position des Kolbens	mm
i	Zählfaktor für die Anzahl der Kolben	-
J	fluktuierende Menge an Schneidmedium	m ³ /s
l	Länge	m
l_{DT}	Düstiefe	m
l_s	Länge des Luftschlauches	m
m	Masse	kg
$\dot{m}; \dot{m}_A$	Massenstrom	kg/s
$\dot{m}_{K_i}(t)$	Massenstrom des Kolbens i zur Zeit t	kg/s
M	Machzahl	-
n	Anzahl der Versuche	-
n_K	Anzahl der Kolben	-
Δp_K	Druckverlust im Krümmer	bar
Δp_{sl}	Druckverlust im Luftschlauch	bar
p_i	Druck an der Position i	bar
$p_{Atmosphäre}$	Atmosphärendruck = 1,013 bar	bar
p_D	Druck am Druckanschluss der Pumpe	bar
p_{DU}	Druck in der Düsenumgebung	bar
p_{dyn}	dynamischer Druck	bar
p_{ges}	Gesamtdruck	bar
p_i	Gasdruck für verschiedene Zustände i	bar
p_{Komp}	Kesseldruck des Kompressors	bar
$p_{KompOpt}$	Optimaler Kesseldruck des Kompressors	bar
p_{krit}	kritisches Druckverhältnis am engsten Querschnitt	bar
p_{RVerl}	Reibungsverlust der Suspension im Rückflusskanal	bar
p_S	Druck am Sauganschluss der Pumpe	bar
p_{Spk}	Druck in der Luftleitung am Spülkopf	bar
p_{stat}	statischer Druck	bar
p_{Umg}	Umgebungsdruck	bar
p_Z	Druck im Zylinder einer Pumpe	bar
r	Radius	mm

r_m	Radius der Mittellinie bei Krümmern	mm
R	spezifische Gaskonstante	J/K
Re	Reynolds-Zahl	-
s	Standardabweichung	-
$s_{\bar{x}}$	Standardabweichung des Mittelwertes	-
s_i	Strecke i	m
S_i	Entropie an der Stelle i	J/K kg
T_i	Temperatur an der Position i	°K
t	Zeit	s
T_{Komp}	Kesseltemperatur des Kompressors	°K
T_{krit}	kritische Temperatur im engsten Querschnitt	°K
T_{Umg}	Umgebungstemperatur	°K
V	Systemvolumen	m ³
$v; v_i$	Geschwindigkeit	m/s
v_{AD}	Austrittsgeschwindigkeit an der Lufterdüse	m/s
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
V_i	Gasvolumen bei verschiedenen Zuständen	m ³
$v_{K_i}(t)$	Geschwindigkeit des Kolbens i zur Zeit t	m/s
$\dot{V}_{K_i}(t)$	Volumenstrom durch Kolben i zur Zeit t	m ³ /s
v_{Komp}	Strömungsgeschw. im Kessel des Kompressors	m/s
v_m	mittlere Strömungsgeschwindigkeit	m/s
v_{max}	maximale Strömungsgeschwindigkeit	m/s
v_{ml}	mittlere Geschwindigkeit der Luft in der Luftleitung	m/s
v_{mR}	mittlere Geschwindigkeit im Rückflusskanal	m/s
\dot{V}_R	Volumenstrom des Rückflusses	m ³ /s
\dot{V}_{Susp}	Volumenstrom der Zementsuspension	m ³ /s
\dot{V}_{Wasser}	Volumenstrom des Schneidwassers	m ³ /s

1 Einleitung

Das Düsenstrahlverfahren wird vielfältig im Spezialtiefbau und im Tunnelbau eingesetzt. Die hergestellten Düsenstrahlkörper werden zur Baugrundverbesserung, als Verbau- und Gründungselemente sowie zur Abdichtung gegen Grundwasser eingesetzt [28]. Im Gegensatz zu herkömmlichen Injektionen, bei denen vorhandene Porenräume mit einer Suspension verfüllt werden, wird beim Düsenstrahlverfahren die Struktur des anstehenden Bodens zerstört. Dies geschieht durch einen Hochdruckstrahl aus Wasser oder Zement. Dabei wird der Boden mit den je nach Verfahrensvariante eingebrachten Flüssigkeiten vermischt und teilweise durch diese ersetzt. Je nach Bewegung des Gestänges entsteht ein säulenförmiges oder flächenhaftes Düsenstrahlelement, das aus dem anstehenden Boden, Wasser und Zementsuspension besteht [8, 62].

Das Düsenstrahlverfahren hat seit seiner Einführung in Europa im Jahre 1977 einen Aufschwung wie kaum eine andere Spezialtiefbaumethode erfahren. Diesen Aufschwung, der nur mit dem der Schlitzwandtechnik vergleichbar ist, verdankt das Verfahren vor allem seiner universellen Einsetzbarkeit. Die variablen Düsenstrahlelemente mit nahezu beliebiger Gestalt und Größe eröffnen eine große Anzahl von Lösungsmöglichkeiten für die technischen Aufgaben des Spezialtiefbaus [31, 57].

Die Weiterentwicklung des Düsenstrahlverfahrens und seiner Komponenten in den letzten Jahren hat vor allem dazu geführt, dass die Schneidkraft des Düsenstrahls immer stärker wurde und der erzielbare Säulendurchmesser somit stetig gewachsen ist [36]. Die richtungsweisenden Entwicklungen hierfür, wie z.B. das CrossJet oder das SuperJet-System, kamen in den vergangenen Jahren aus Japan. Das CrossJet-System dient dazu, den Durchmesser des Düsenstrahlelementes in stark geschichteten Böden auf ein vorgegebenes Maß zu begrenzen. Hierzu wird ein Düsenträger verwendet, der zwei Hochdruckstrahlen erzeugt, die sich in der vorgegebenen Entfernung kreuzen und ab diesem Punkt nahezu keine Schneidenergie mehr aufweisen [58]. Mit dem SuperJet-System können je nach Boden Düsenstrahlelemente mit einem Durchmesser bis zu 6 m erzeugt werden. Der SuperJet-Düsenträger ist das Ergebnis jahrelanger Optimierung des Fließverhaltens der Suspension im Düsenträger. Das SuperJet-System wird als Ein- und Zwei-Phasensystem mit jeweils zwei Düsen verwendet. Durch jede Düse werden ca. 300 l/min Suspension gepumpt [15, 22, 68].

Trotz der kontinuierlichen Weiterentwicklung des Düsenstrahlverfahrens gibt es bis jetzt keine Möglichkeit, die Auswirkung von neuen Entwicklungen auf die Bündelung und damit die Schneidkraft des Düsenstrahls quantitativ beurteilen und vergleichen zu

können. Die einzige Vergleichsmöglichkeit ist derzeit die erzielte Reichweite im Boden. Zur Bestimmung der erzielten Reichweite wird in den meisten Fällen die aufwändige und kostenintensive Methode der Herstellung und Freilegung von Probesäulen gewählt. Der Grund hierfür liegt in der Komplexität des Düsenstrahlverfahrens, bedingt durch die Vielzahl der Verfahrensmerkmale und der beeinflussenden Bodenkennwerte [31, 39]. Um die Auswirkung der Variation einzelner Parameter und Komponenten auf die Bündelung des Düsenstrahls und damit auf seine Schneidkraft zu untersuchen, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Prüfstand entwickelt. Die Entwicklung des Prüfstandes, stellt den ersten Schwerpunkt dieser Arbeit dar.

Der zweite Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Untersuchung der Luftummantelung des Düsenstrahls. Zur Wirkung der Luftummantelung existieren Erfahrungswerte bei den ausführenden Firmen, aber nur wenig gezielte Untersuchungen oder theoretische Betrachtungen zu diesem Thema. Von Miki und Nakanishi [47] wurden Versuche zur Luftummantelung durchgeführt. Bei diesen Versuchen wurde der Druck des Düsenstrahls in Abhängigkeit von der Entfernung zwischen Düse und Messpunkt in den folgenden drei verschiedenen Umgebungen ermittelt.

- Düsenstrahl in Wasser
- Düsenstrahl in Luft
- Mit Luft ummantelter Düsenstrahl in Wasser

Das Ergebnis dieser Untersuchung ist, dass der mit Luft ummantelte Düsenstrahl im Wasserbehälter einen größeren Druck entwickelt als der Düsenstrahl im Wasserbehälter ohne Luftummantelung. Die Arbeit von Miki und Nakanishi bestätigt die Erfahrung aus der Praxis, dass die Zugabe von Luft die Schneidkraft des Düsenstrahls im Untergrund erhöht. Aussagen zur optimalen Ausgestaltung der Luftdüsen sowie der Betriebsparameter der Luftummantelung werden von obigen Autoren nicht gemacht.

Um die Wirkungsweise und die Grenzen der Luftummantelung weiter zu untersuchen wurden die Grenzen der Luftummantelung im Rahmen der vorliegenden Arbeit mit Hilfe der Thermo- und Gasdynamik theoretisch ermittelt. Auf Basis von Versuchsergebnissen wurde mit Hilfe dieser Theorie ein Berechnungsmodell für den optimalen Kompressor-druck erstellt.

Der dritte Schwerpunkt dieser Arbeit besteht aus der experimentellen Untersuchung der Luftummantelung und dort speziell der Druckverteilung im Luftstrahl und deren Auswirkung auf die Schneidkraft des Düsenstrahls. Zur Untersuchung der Druckverteilung im Luftstrahl der Luftummantelung wurde der Prüfstand um eine Messsonde erweitert. Mit dieser Messsonde wurde die Druckverteilung bei vier Kombinationen aus Düsensträgern und Düsen bei unterschiedlichen Kompressor-drücken ermittelt. Abschließend wurde die Beeinflussung der Schneidkraft des Düsenstrahls durch die Luftummantelung auf dem Prüfstand untersucht.

Der vierte Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Untersuchung der Auswirkung der Kolbenanzahl auf die Schneidkraft des Düsenstrahls. Mit Hilfe des Prüfstandes wurde der Unterschied der Schneidkraft einer Zweikolbenpumpe zu einer Dreikolbenpumpe ermittelt.

Die technisch modifizierte Zweikolbenpumpe zur Verstärkung des Massenstroms wurde ebenfalls auf dem Prüfstand getestet und das Ergebnisse mit vorangegangenen Untersuchungen verglichen.

Alle in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen wurden in Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Bodenmechanik und Grundbau / Geotechnik der Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus durchgeführt.

1.1 Entwicklungsgeschichte des Düsenstrahlverfahrens

Die Grundlage für das heutige Düsenstrahlverfahren stellt das Hochdruckwasserschneiden dar, welches in den fünfziger Jahren für die Schneidvorgänge von Metallen, Kunststoffen, Keramik und Beton sowie für den staubfreien Abbau von Kohle im Steinkohlebergbau entwickelt wurde [18, 46].

Erste Berichte über eine Baumaßnahme mit dem Düsenstrahlverfahren wurden in England bekannt. Auf dem Seminar "Grout Drilling Muds in Engineer Practice" wurde 1963 über die Erstellung eines Dichtschildes an einem pakistanischen Schüttdamm durch die englische Firma Cementation LTD berichtet. Das Düsenstrahlverfahren wurde im Jahr 1970 durch ein japanisches Patent weltweit bekannt [60].

Im Jahre 1973 berichteten die Japaner Yahiro T. und Yoshida H. bei der achten Internationalen Konferenz SMFE in Moskau erstmals über diese Technik vor einem großen internationalen Bodenmechanik- und Grundbauforum [19]. Ende der siebziger Jahre führte die Firma Keller Grundbau GmbH mit diesem Verfahren erstmals eine Gebäudeunterfangung in Deutschland aus. Im Jahre 1980 wurde erstmals in Deutschland auf der Grundbautagung in Mainz über Erfahrungen mit dem neuen Bauverfahren referiert. In den darauf folgenden Jahren hat sich das Düsenstrahlverfahren in ganz Europa durchgesetzt [57, 60].

Für die Bezeichnung dieses Verfahrens werden je nach Firma und Land verschiedene Begriffe verwendet. In der englischen Literatur ist der Begriff Jet-Grouting gebräuchlich. Im deutschen Sprachraum besitzt das Verfahren bis jetzt noch keinen einheitlichen Namen [19].

Bei der Firma BAUER Spezialtiefbau GmbH hat dieses Verfahren den Namen Hochdruckinjektion oder HDI-Verfahren, bei der Firma Keller Grundbau GmbH wurde die Bezeichnung Soilcrete-Verfahren gewählt, bei der Firma Insond wird das Verfahren als Soiljet bezeichnet. In Österreich wird das Verfahren Hochdruckbodenvermörtelung und in der Schweiz Jetting genannt. Weitere Bezeichnungen für dieses Verfahren sind z.B. Rodinjet (Firma Rodio), Terrajet und Jet Mix [11, 19, 37, 39, 62].

Zwischenzeitlich gilt für den deutschen Sprachraum die in der Europäischen Norm 12716 (2002) "Ausführung von besonderen geotechnischen Arbeiten (Spezialtiefbau) - Düsenstrahlverfahren" verankerte Bezeichnung Düsenstrahlverfahren [5]. Im Rahmen dieser Arbeit wird im folgenden nur noch die aus der genannten Norm bekannte Bezeichnung "Düsenstrahlverfahren" verwendet.

1.2 Vergleich des Düsenstrahlverfahrens mit herkömmlichen Injektionen

Injektionsmaßnahmen zur Abdichtung oder Verfestigung im Baugrund gehören zu den Standardaufgaben des Spezialtiefbaus. Beim herkömmlichen und seit langem gebräuchlichen Injizieren von Zement, Chemikalien oder Kunstharzen werden die vorhandenen Porenräume mit dem jeweiligen Injektionsmittel verfüllt. Die Beurteilung der Anwendungsmöglichkeiten findet deshalb zweckmäßigerweise anhand der Korngröße des Bodens statt (siehe Bild 1.1). Der wesentliche Unterschied des Düsenstrahlverfahrens zu den herkömmlichen Injektionen ist, dass der Schneidstrahl aus Zementsuspension oder Wasser den Boden aus seinem ursprünglichen Verband löst und sich mit diesem vermischt. Für die Anwendung des Düsenstrahlverfahrens ist das Porenvolumen bzw. die Korngröße des Bodens deshalb eher unwesentlich. Der entscheidende Parameter für die Einsetzbarkeit des Düsenstrahlverfahrens ist die Lagerungsdichte und die Festigkeit des anstehenden Bodens. Bild 1.1 zeigt die in Abhängigkeit von der Korngröße deutlich größere Anwendungsbreite des Düsenstrahlverfahrens im Vergleich zu den herkömmlichen Injektionen. [11, 60, 62] Die immer häufigere Anwendung des Düsenstrahlverfahrens wurde durch die große An-

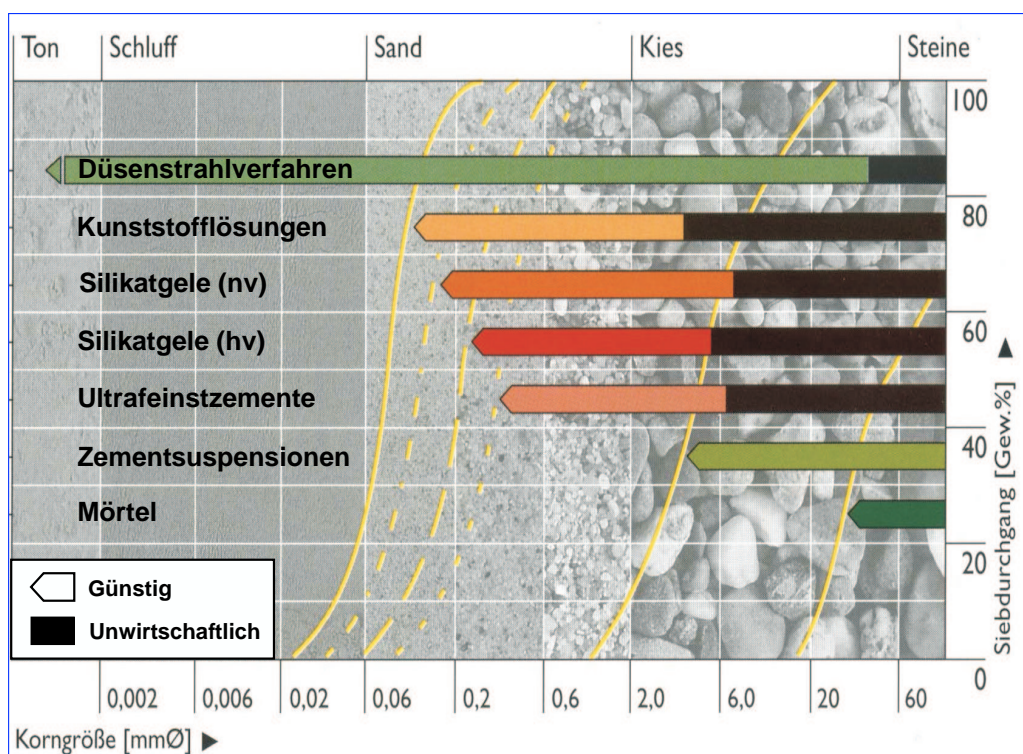


Bild 1.1: Vergleich verschiedener Injektionsmittel mit dem Düsenstrahlverfahren in Bezug auf ihre Verwendbarkeit in verschiedenen Böden [14].

wendungsbreite des Verfahrens und die Bedenken gegenüber den Injektionen mit Chemikalien und Kunstharzen aus Gründen des Umweltschutzes begünstigt. Denn das Düsenstrahlverfahren erfüllt im Gegensatz zu den "chemischen Injektionen" die Erfordernisse des Umweltschutzes.

1.3 Verfahrensablauf

Gemäß dem Norm-Entwurf prEN 12716 ist das Düsenstrahlverfahren ein Vorgang, bei dem der Boden oder mäßig festes Gestein in seine Bestandteile zerlegt und mit zementhaltiger Mischung versetzt bzw. teilweise durch diese Mischung ersetzt wird. Ein energiereicher Flüssigkeitsstrahl, der aus der Zementsuspension bestehen kann, bewirkt das Herauslösen des Bodens. Das Düsenstrahlverfahren gliedert sich in vier verschiedene Systeme [5, 11, 37, 39, 46, 60, 62]:

- Beim Ein-Phasensystem wird der Boden durch einen energiereichen Suspensionsstrahl aufgeschnitten und mit dem Schneidmedium vermischt (siehe Bild 1.2 Teil a).
- Beim Zwei-Phasensystem mit Suspension und Luft wird der Suspensionsstrahl durch einen ummantelnden Luftstrahl unterstützt, um dessen Reichweite zu vergrößern (siehe Bild 1.2 Teil b).
- Beim Zwei-Phasensystem mit Wasser und Suspension wird der Boden durch einen energiereichen Wasserstrahl gelöst. Gleichzeitig wird der im entstehenden Körper verbleibende Boden durch einen unterhalb des Schneidstrahls mit weniger Druck eingebrachten Suspensionsstrahl aufgemischt (siehe Bild 1.2 Teil c).
- Beim Drei-Phasensystem wird der energiereiche Wasserstrahl durch einen Luftstrahl ummantelt, um seine Reichweite im Boden zu vergrößern. Gleichzeitig wird der im entstehenden Körper verbleibende Boden durch einen unterhalb des Schneidstrahls mit weniger Druck eingebrachten Suspensionsstrahl aufgemischt (siehe Bild 1.2 Teil d).

Die einzelnen Schritte der Herstellung eines Düsenstrahlelementes sind in Bild 1.3 dargestellt. Zunächst wird eine Bohrung abgeteuft bis die Düse die Tiefe der Elementunterkante erreicht hat. Durch gleichzeitiges Rotieren und Ziehen des Gestänges bis zur Elementoberseite wird das Düsenstrahlelement hergestellt. Das Ziehen des Gestänges kann kontinuierlich oder in Schritten erfolgen. Die Schrittweite hängt vom zu bearbeitenden Boden ab. Nach Herstellung des Düsenstrahlelementes wird die Pumpe zur Erzeugung des Schneidstrahls abgeschaltet und das Gestänge aus dem Bohrkanal herausgezogen [8, 15, 28].

Je nach Art der Bewegung des Gestänges während der Herstellung können unterschiedliche Geometrien verfestigter Zement-Bodenkörper hergestellt werden. Durch das Rotieren des Gestänges zwischen 0 und 360° während des Ziehvorganges entstehen Boden-Zementkörper entweder als Voll- oder Teilsäulen (siehe Bild 1.4). Wird das Gestänge beim Zurückziehen nicht gedreht, entstehen ebenflächige Lamellen [28, 60].

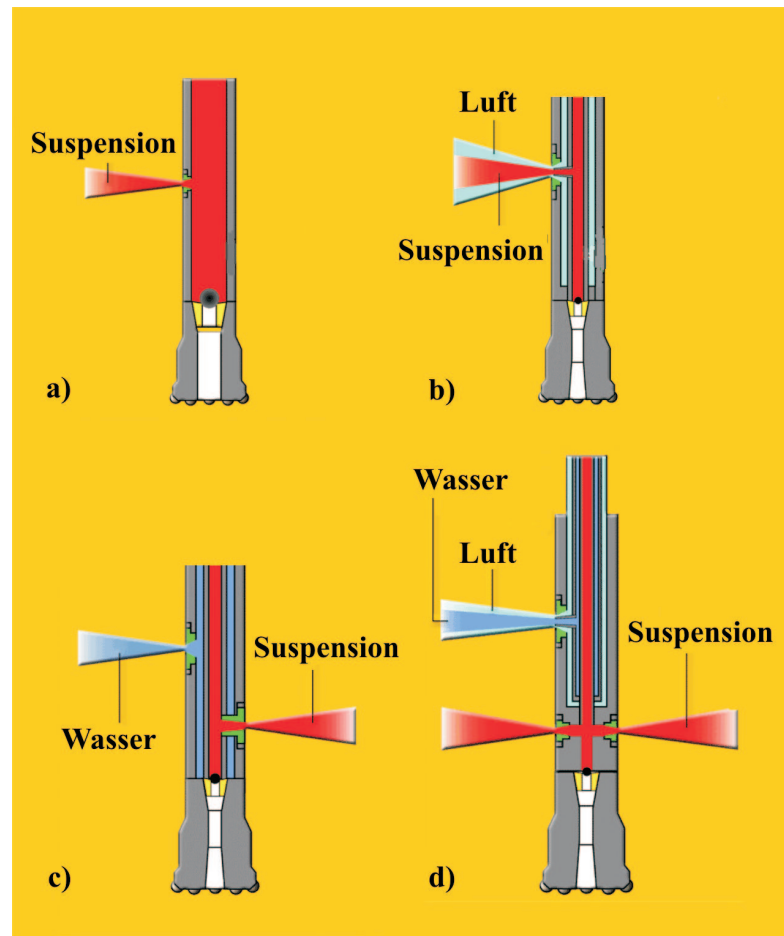


Bild 1.2: Die verschiedenen Phasensysteme des Düsenstrahlverfahrens: a) Ein-Phasensystem; b) Zwei-Phasensystem (Suspension + Luft); c) Zwei-Phasensystem (Wasser + Suspension); d) Drei-Phasensystem (Wasser + Luft + Suspension) [11, 62]

1.4 Stand der Technik

1.4.1 Luftummantelung

Nach Kutzner "Injektionen im Baugrund" erhöht die Luftummantelung die Bündelung des Düsenstrahls und somit dessen Schneid- und Lösekraft [8, 11, 13, 37, 39, 62]. Die Untersuchungen von Miki und Nakanishi [47] zeigen, dass der Druck bzw. die Schneidkraft eines mit Luft ummantelten Düsenstrahls in Wasser größer ist als der ohne Luftummantelung.

Derzeit werden die Parameter der Luftummantelung, das heißt der Luftdruck und die Luftmenge, entsprechend den Erfahrungswerten des jeweils ausführenden Spezialtiefbauunternehmens für den anstehenden Boden und den geforderten Durchmesser gewählt. In

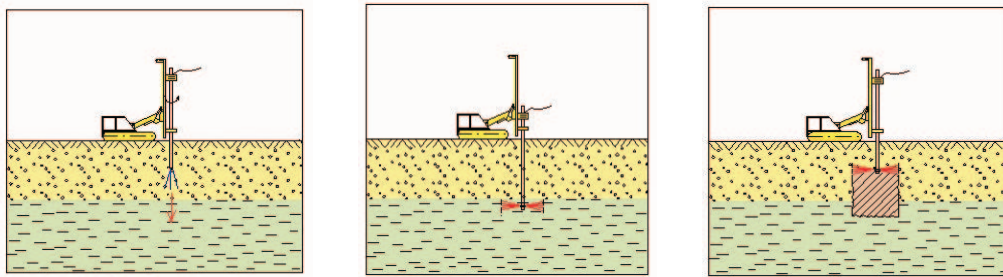


Bild 1.3: Arbeitsschritte beim Düsenstrahlverfahren [2]

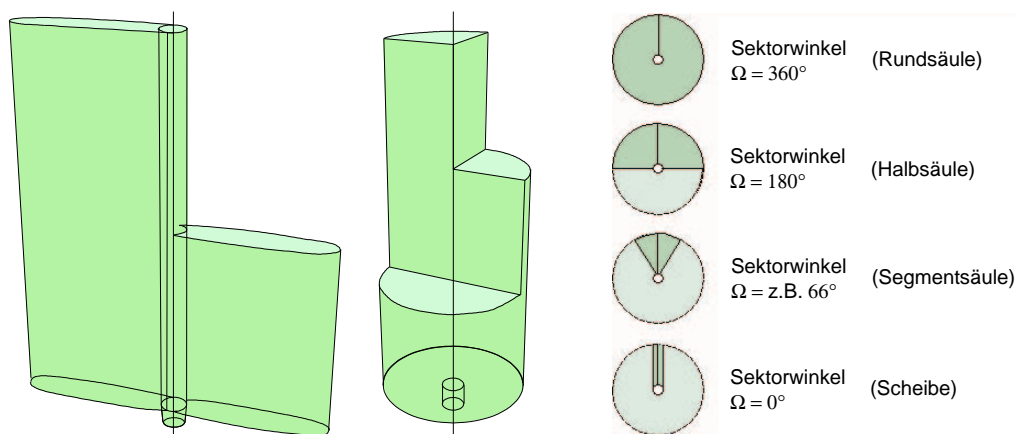


Bild 1.4: Verschiedene Formen von Düsenstrahlelementen in Abhängigkeit vom Sektorwinkel [11, 60]

der DIN EN 12716 "Ausführung von besonderen geotechnischen Arbeiten - Düsenstrahlverfahren" (Anhang B) wird für den Luftdruck eine Bandbreite von 2 bar bis 17 bar und für die Durchflussrate der Luft eine Bandbreite von 3 bis 12 m³/min angegeben. Ansatzpunkte für eine Weiterentwicklung der Luftummantelung sind die Größe und Form der Luftdüse sowie die Führung des Luftkanals im Düsenträger.

Der Grenzdruck, ab dem die Luftummantelung kontraproduktiv wirkt, das heißt die Schneidkraft des Düsenstrahls negativ beeinflusst, basiert bis jetzt nur auf Erfahrungswerten. Diese Erfahrungswerte sind aber immer im Bezug auf den verwendeten Düsenträger zu sehen. Untersuchungen zu diesem Thema außerhalb der Firma BAUER Spezialtiefbau GmbH sind dem Autor nicht bekannt.

1.4.2 Düsenträger

Am unteren Ende des Gestänges sitzt der Düsenträger (siehe Bild 1.5). Die Schneiddüse und die darum ringförmig angeordnete Luftdüse sind wechselbar. Die Strömung des Schneidmediums wird im Düsenträger um 90° umgelenkt und von der Schneiddüse in einen energiereichen Schneidstrahl umgewandelt [5, 11]. Der Düsenträger ist somit die entscheidende Komponente des Düsenstrahlverfahrens, da hier die von den Hochdruckpumpen erzeugte Strömungsenergie in Schneidenergie umgewandelt wird. Aus diesem Grund wurde in den letzten Jahren hauptsächlich der Düsenträger weiterentwickelt, wodurch die Schneidkraft des Düsenstrahlverfahrens und damit der Säulendurchmesser kontinuierlich gewachsen ist. Die Weiterentwicklung des Düsenträgers hat unter anderem zu den in der Einleitung schon erwähnten Systemen SuperJet und CrossJet geführt [22, 58, 65, 68].

Die Beurteilung der Reichweite des Düsenstrahls erfolgt in den meisten Fällen durch die kosten- und zeitintensive Methode der Herstellung und anschließenden Freilegung von Probesäulen [39]. Um bei dieser Methode zu einer objektiven Beurteilung des Schneidverhaltens von verschiedenen Düsenträgern zu gelangen, muss der anstehende Boden im Probefeld homogen sein. Änderungen der Lagerungsdichte oder des Schichtenverlaufs können zu Fehlbeurteilungen der Ergebnisse führen.

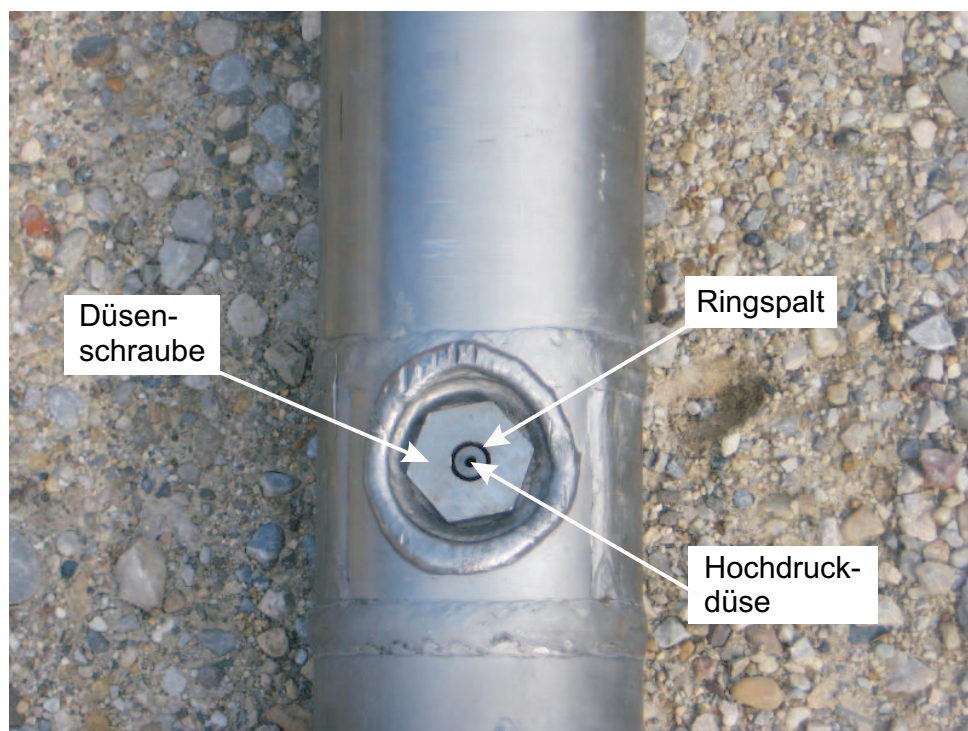


Bild 1.5: Düsenträger für das Zwei- oder Drei-Phasensystem

1.4.3 Hochdruckpumpe

Beim Düsenstrahlverfahren werden Plungerpumpen eingesetzt. Diese Pumpen erzeugen Drücke in einem Bereich von 300 bis 500 bar bei einer Fördermenge von 100 bis 450 l/min. Die Pumpen arbeiten standardmäßig mit drei Kolben, die von einem Diesellaggregat mit bis zu 400 kW angetrieben werden [11]. Diese Pumpen haben aufgrund der hohen kW-Leistungen und der Drücke, mit denen sie arbeiten, entsprechend große Transportmaße (z.B.: Soiltec 7T450, l=6055 mm, b=2450 mm, h=2585 mm, Gewicht: ca.12 t).

In Verbindung mit den weiterentwickelten Düsenträgern kann die von den Hochdruckpumpen gelieferte Strömungsenergie effektiver genutzt werden [15]. Das bedeutet, dass die bisher eingesetzten Pumpen je nach Einsatzzweck und anstehendem Boden überdimensioniert sind. Vor allem bei Unterfangungen und Abdichtungsmaßnahmen wird die Pumpenleistung nicht ausgenutzt, damit der statisch geforderte oder wirtschaftlich sinnvolle maximale Durchmesser der hergestellten Säulen nicht überschritten wird. Vor allem bei Unterfangungen können zu große Säulendurchmesser zu Setzungen und Schäden am Gebäude führen [29]. Um dies zu verhindern, werden Unterfangungssäulen bei der Firma BAUER Spezialtiefbau GmbH mit einem maximalen Durchmesser von 1,5 m hergestellt (laut Grundbau-Taschenbuch werden die Säulendurchmesser für Unterfangungen und Abdichtungen zwischen 0,6 m bei bindigen Böden und 1,8 m bei Kies hergestellt [59]).

Der Durchmesser von 1,5 m wird mit den neuen Düsenträgern in rolligen Böden auch mit einem Druck von 180 bar erreicht. Demzufolge können für Unterfangungen und Abdichtungsmaßnahmen auch kleinere als die zur Zeit verwendeten Pumpen eingesetzt werden.

1.4.4 Untersuchungsmethoden zum Erosionsmechanismus

Die verschiedenen Publikationen und Forschungsarbeiten zum Düsenstrahlverfahren beschäftigen sich hauptsächlich mit dem Erosionsmechanismus und der Berechnung der Reichweite des Düsenstrahls im Boden. Die Grundlagen der Publikationen sind qualitative Ansätze zum Erosionsmechanismus des Düsenstrahls, rechnerische Näherungsverfahren zur Bestimmung der Reichweite des Düsenstrahls und Versuche sowohl im Feld als auch im Labor [12, 23, 45, 48, 61, 62].

Die Autoren Bergschneider [12] und Stein [61] entwickeln in ihren Arbeiten jeweils einen Prüfstand um den Eindringprozess des Düsenstrahls ohne Luftummantelung in den Boden und die verschiedenen Einflussgrößen des Verfahrens auf die Reichweite des Düsenstrahls zu untersuchen. Beide arbeiten unter Laborbedingungen. Unter anderem wird mit Parametern, Düsenhaltern, Düsen, Drücken und Pumpen gearbeitet, die von denen beim Einsatz des Düsenstrahlverfahrens im Feld abweichen. Quantitative Rückschlüsse auf das Verhalten des Düsenstrahls im Feld werden auf der Basis von Modellgesetzen gezogen. Mit den vorgestellten Prüfständen ist es allerdings nicht möglich, die Auswirkung von Modifikationen am Düsenhalter oder an den Düsen auf die Strahlbündelung und somit auf die Schneidkraft bzw. die Reichweite des Düsenstrahls im Boden zu testen und quantitativ zu beurteilen.

1.5 Offene Probleme

1.5.1 Quantitative Beurteilung von Entwicklungen

Die Evaluierung der Auswirkung von weiterentwickelten Komponenten des Düsenstrahlverfahrens auf die Schneidkraft bzw. die Reichweite des Düsenstrahls im Boden beschränkt sich bisher auf eine Beurteilung anhand von Probesäulen (siehe Abschnitt 1.4.2) oder eine visuelle Beobachtung und Beurteilung des Strahlbilds.

Das bisherige Vorgehen bei der Bewertung von weiterentwickelten Komponenten des Düsenstrahlverfahrens enthält deshalb folgende Beurteilungsrisiken und Ungenauigkeiten:

- Die Methoden sind subjektiv,
- nicht reproduzierbar
- und werden durch äußere Gegebenheiten (Bodenverhältnisse, Verfälschung des Strahlbilds durch Lichtverhältnisse und Wind) beeinflusst.

1.5.2 Luftummantelung

Bis jetzt existiert kein theoretischer Ansatz zur Wirkungsweise der Luftummantelung, auf dessen Basis abgeleitet werden kann, wie diese ausgebildet sein muss, damit der Düsenstrahl optimal unterstützt wird. Ferner sind die verfahrenstechnischen Grenzen für die Parameter Luftmenge und Luftdruck bisher noch nicht theoretisch abgesichert. Für beide Parameter existieren lediglich Intervalle auf der Basis von Erfahrungen [5].

Auch eine experimentelle Untersuchungsmethode für die Luftummantelung, die eine quantitative Beurteilung des Strahlbildes erlaubt und damit die Grundlage für die Validierung von theoretischen Ansätzen darstellt, gibt es noch nicht.

1.5.3 Hochdruckpumpen

Die bisher eingesetzten Hochdruckpumpen sind in Verbindung mit den weiterentwickelten Düsenträgern je nach Einsatzzweck und den anstehenden Bodenverhältnissen überdimensioniert. Um bei Unterfangungen und Abdichtungsmaßnahmen den statisch geforderten oder wirtschaftlich sinnvollen maximalen Durchmesser der herzustellenden Säulen nicht zu überschreiten, werden kleinere Pumpen benötigt.

1.6 Ziele der Arbeit

Das Ziel der Arbeit ist die Lösung der genannten offenen Probleme. Zur Umsetzung dieses Zieles werden die folgenden Teilprobleme gelöst:

1. Es ist ein Prüfstand zu entwickeln, mit dem die Schneidkraft des Düsenstrahls gemessen und quantitativ beurteilt werden kann. Der Prüfstand soll es ermöglichen, unterschiedliche Komponenten des Düsenstrahlverfahrens zu untersuchen und anhand der Messergebnisse vergleichen zu können.
2. Für den Prüfstand soll eine Messsonde entwickelt werden, mit der die Druckverteilung im Luftstrahl der Luftummantelung nach dem Austritt aus der Düse gemessen werden kann.
3. Auf der Basis von Thermo- und Gasdynamik sowie von Versuchsergebnissen soll ein Rechenmodell erstellt werden, das es ermöglicht, nach Eingabe verschiedener Randparameter, den optimalen Kompressor Druck, ab dem die Luftummantelung die Schneidkraft des Düsenstrahls negativ beeinflusst, zu berechnen. Die Variablen des Rechenmodells sind die Düstiefe und die Länge des Luftschlauches.
4. Die Luftummantelung soll für verschiedene Kombinationen aus Düsenträgern und Luftpumpen anhand der gemessenen Druckverteilungen im Luftstrahl beurteilt werden.
5. Anhand des berechneten Förderverhaltens und des erzeugten Massenstroms soll eine Zweikolbenpumpe mit einer Dreikolbenpumpe verglichen werden.
6. Experimentell soll die Auswirkung des unterschiedlichen Förderverhaltens von Zwei- und Dreikolbenpumpe auf die Schneidkraft des Düsenträgers mit Hilfe des entwickelten Prüfstandes untersucht werden. Entwicklung eines Zusatzmoduls, um die Schneidkraft der Zweikolbenpumpe auf die der Dreikolbenpumpe bei gleichen Randparametern anzuheben. Test des Zusatzmoduls auf dem Prüfstand mit anschließendem Vergleich der vorangegangenen Ergebnisse.

2 Prüfstand für den Düsenstrahl

2.1 Ausgangspunkt und Zielsetzung

In diesem Kapitel wird die Entwicklung des Prüfstands und die Entwicklung der dazugehörenden Messverfahren dargestellt. Der Prüfstand wird für Messungen am oder im Freistrahle der Düsenmedien Wasser oder Luft konzipiert. Im Abschnitt 2.2.1 wird das Verhalten eines Freistrahls aus Luft oder Wasser dargestellt.

Das Ziel des Prüfstandes ist es, Auswirkungen verschiedener Komponenten und Parametervariationen auf die Bündelung des Düsenstrahls zu bestimmen. Je weiter der Düsenstrahl gebündelt ist, desto höher ist die kinetische Energie des Strahlkerns, und desto kleiner ist die Tropfenzone (siehe Abschnitt 2.2.1). Es ist davon auszugehen, dass die Tropfenzone im Düsenstrahlelement schnell abgebremst wird und keinen Beitrag zur Schneidkraft des Düsenstrahls liefert. Somit kann davon ausgegangen werden, dass ein stärker gebündelter Düsenstrahl bei gleichem Umgebungsmaterial zu Düsenstrahlelementen mit größerem Durchmesser führt. Dies ist mit einer höheren Schneidkraft des Düsenstrahls gleich zu setzen.

Für die Beurteilung der Strahlbündelung ist eine Untersuchung im Düsenstrahlelement nicht erforderlich. Vielmehr würde sich eine isolierte Betrachtung der Strahlbündelung im Düsenstrahlelement wegen der vielen Randbedingungen (z.B. Rückfluss, anstehender Boden) als schwierig und schlecht reproduzierbar erweisen. Aus diesem Grund wird der Prüfstand für Versuche im Freistrahle konzipiert. Bei der Untersuchung im Freistrahle wirken keine beeinflussenden Randbedingungen und die Bündelung des Düsenstrahls kann über eine Kraftmesseinrichtung mit Blenden quantitativ erfasst werden. Die in Luft gemessene Kraft des Freistrahls wird im Rahmen dieser Arbeit als Schneidkraft des Düsenstrahls bezeichnet.

2.2 Konzeptionierung des Prüfstandes

2.2.1 Verhalten eines Freistrahls

Da der Prüfstand zur Untersuchung eines Freistrahls aus Wasser bzw. Druckluft entwickelt wurde, musste als erstes untersucht werden, wie sich der Freistrahle des jeweiligen Mediums in Luft verhält. Das Verhalten eines Düsenstrahls und eines Druckluftstrahls in Luft

ist nach [18] grundsätzlich verschieden. Ein Druckluftstrahl in Luft löst sich unter eingehender Vermischung mit der umgebenden Luft nach einer kurzen Strecke vollständig auf. Der Düsenstrahl ist aufgrund der Masse des Mediums entsprechend stabiler.

Das grundsätzliche Verhalten eines Düsenstrahls in Luft zeigt Bild 2.1. Der Strahlkern tritt mit der Geschwindigkeit c_{max} aus und bleibt je nach Düsenträger unterschiedlich lange erhalten. Am Strahlrand sondern sich Tropfen ab, die eine immer breiter werdende Zone einnehmen, bis schließlich nur noch ein Tropfenregen vorhanden ist. Außerhalb des Tropfenregens ergibt sich ein Zustrom der Umgebungsluft. Charakteristisch für einen Düsenstrahl in Luft ist somit, dass sich drei verschiedene Zonen bilden und sich der Gesamtstrahl mit zunehmender Entfernung von der Düse kontinuierlich verändert [18].

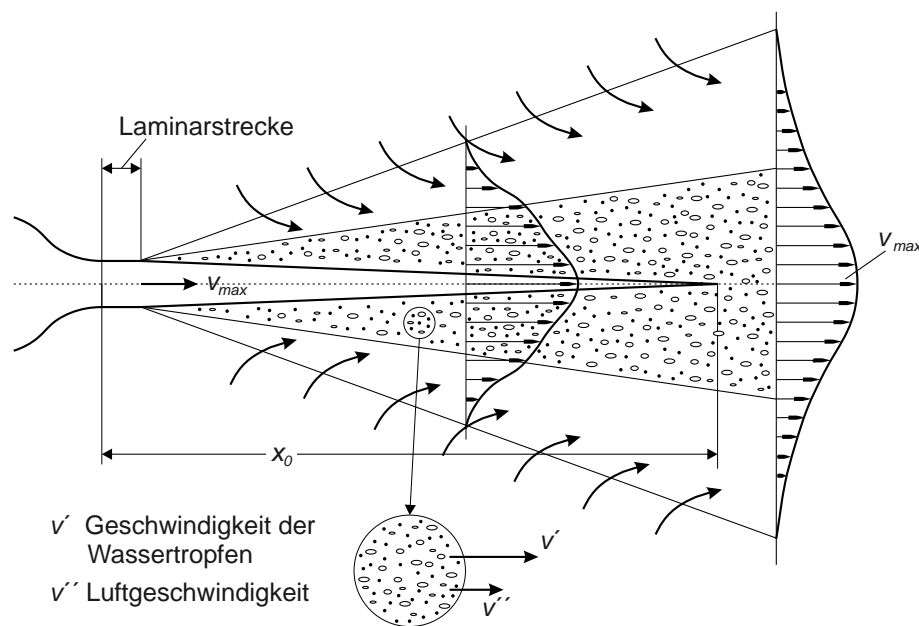


Bild 2.1: Verhalten eines Düsenstrahls in Luft [18]

Besonders kennzeichnend für einen Düsenstrahl in Luft ist die Tropfenzone. In Bild 2.1 ist ein kleiner Ausschnitt aus dieser Zone vergrößert dargestellt. Die Tropfen haben die Geschwindigkeit c' , die größer ist als die Geschwindigkeit c'' der mitgerissenen Luft. Dieser Tropfenmantel sorgt beim Düsenstrahl in Luft dafür, dass der Strahlkern so lange wie möglich mit c_{max} erhalten bleibt. Erst nach einer Strecke x_0 löst sich der Strahlkern in einem dichten Tropfenregen auf, wie in Bild 2.1 dargestellt ist [18].

Der Vergleich von Bild 2.1 und Bild 2.2 zeigt, dass das beschriebene Verhalten dem real beobachtbaren Verhalten des Düsenstrahls entspricht. In den ersten 20 cm nach dem Austritt aus der Düse verläuft der Düsenstrahl laminar. Danach teilt sich der Düsenstrahl in die oben beschriebenen drei Zonen auf. Der Strahlkern mit c_{max} ist bis etwa 2 m über das Ende der 4 m langen Messlatte hinaus im Tropfenregen deutlich zu erkennen. Danach löst sich der Düsenstrahl wie oben beschrieben in einem dichten Tropfenregen auf.



Bild 2.2: Düsenstrahl in Luft



Bild 2.3: Freistrahls aus Luft durch Zugabe von Wasser sichtbar gemacht

Da die Stabilität des Druckluftstrahls in Luft viel geringer ist als die des Düsenstrahls, müssen zur Untersuchung der beiden Strahlen verschiedene Messinstrumente verwendet werden. Die Messinstrumente, die zur Untersuchung des Druckluftstrahls verwendet werden können, werden im nächsten Abschnitt dargestellt. Um den Druckluftstrahl sichtbar zu machen, müssen spezielle Methoden bzw. Zusätze verwendet werden [49]. Der in Bild 2.3 dargestellte Druckluftstrahl wird durch die Zugabe einer geringen Menge Wasser sichtbar. Das Bild zeigt, dass der Druckluftstrahl nach dem Austritt aus der Düse innerhalb der ersten 10 cm nahezu den Austrittsdurchmesser beibehält. Zwischen 10 und 45 cm Entfernung nach Austritt aus der Düse weitet sich der Druckluftstrahl kontinuierlich auf, hat aber noch

eine relativ scharfe Grenze zur Umgebungsluft. Ab 45 cm Entfernung vermischt sich der Druckluftstrahl so stark mit der umgebenden Luft, dass in Bild 2.3 keine scharfe Grenze mehr zu erkennen ist.

2.2.2 Überlegungen zum Aufbau des Prüfstandes

Der Prüfstand soll es ermöglichen, die Schneidkraft des Düsenstrahls zu messen. Anhand der gemessenen Schneidkraft soll ein Vergleich von Komponenten des Düsenstrahlverfahrens ermöglicht werden. Es wird davon ausgegangen, dass der in Abschnitt 2.2.1 beschriebene und in den Bildern 2.1 und 2.2 dargestellte Tropfenregen im Düsenstrahlelement keinerlei Schneidkraft erzeugt, da diese Zone des Düsenstrahls beim Düsen im Boden durch die umgebende Suspension im Düsenstrahlelement sofort gebremst wird.

Beim Freistrahls wird der Tropfenregen nicht wie im Düsenstrahlelement unmittelbar abgebremst. Es ist somit darauf zu achten, dass dieser Teil des Düsenstrahls die Kraftmessung des gebündelten Strahlkerns nicht verfälscht. Bei der Entwicklung der Messeinrichtung für die Schneidkraft wurde eine Möglichkeit geschaffen, die Tropfenzone auszublenden. Damit ist sichergestellt, dass die Messung auf den gebündelten Strahlkern beschränkt werden können.

Die in der Strömungsmechanik am einfachsten zu messende Größe ist der Druck [38]. Deshalb wurde zur Untersuchung und Beurteilung der Luftummantelung die Druckverteilung im Luftstrahl gemessen. Hierzu wurde eine Sonde benötigt, mit der die Luftdruckverteilung um den Düsenstrahl gemessen werden kann. In Abschnitt 2.5 werden die zur Auswahl stehenden und die für die Messungen gewählte Sonde, sowie das durchgeführte Messprogramm vorgestellt.

Die in Luft gemessene Kraft des Freistrahls wird im Rahmen dieser Arbeit als Schneidkraft des Düsenstrahls bezeichnet (siehe Abschnitt 2.1). Für die quantitative Beurteilung der Schneidkraft des Düsenstrahls wird die resultierende Kraft auf eine Prallplatte in der Strahlachse herangezogen.

2.3 Messung der Schneidkraft

Der Teil des Prüfstandes zur Messung der Schneidkraft des Düsenstrahls besteht aus den folgenden vier Teilen:

1. Der Halterung für den Düsensträger. Diese wird auch bei der Untersuchung der Luftummantelung verwendet.
2. Der Stahlkonstruktion zur Befestigung der Kraftmesseinrichtung für die Schneidkraft in verschiedenen Entfernungen zum Düsensträger.
3. Der Kraftmesseinrichtung
4. Der Messdatenerfassung

Der Aufbau des Prüfstandes ist in Bild 2.4 dargestellt. Die Halterung für den Düsenträger steht auf einer massiven Stahlbetonplatte mit den Abmessungen 3,0 m x 2,5 m x 0,2 m. Die Kraftmesseinrichtung kann in Abständen von 3 m, 4 m, 5 m oder 6 m zur Düse auf der Stahlkonstruktion befestigt werden (siehe Bild 2.4). Die Messdatenerfassung besteht aus einem Messverstärker der Firma Hottinger & Baldwin Messtechnik, einem PC mit Messkarte und der speziell für den Prüfstand entwickelten Mess- und Visualisierungssoftware.

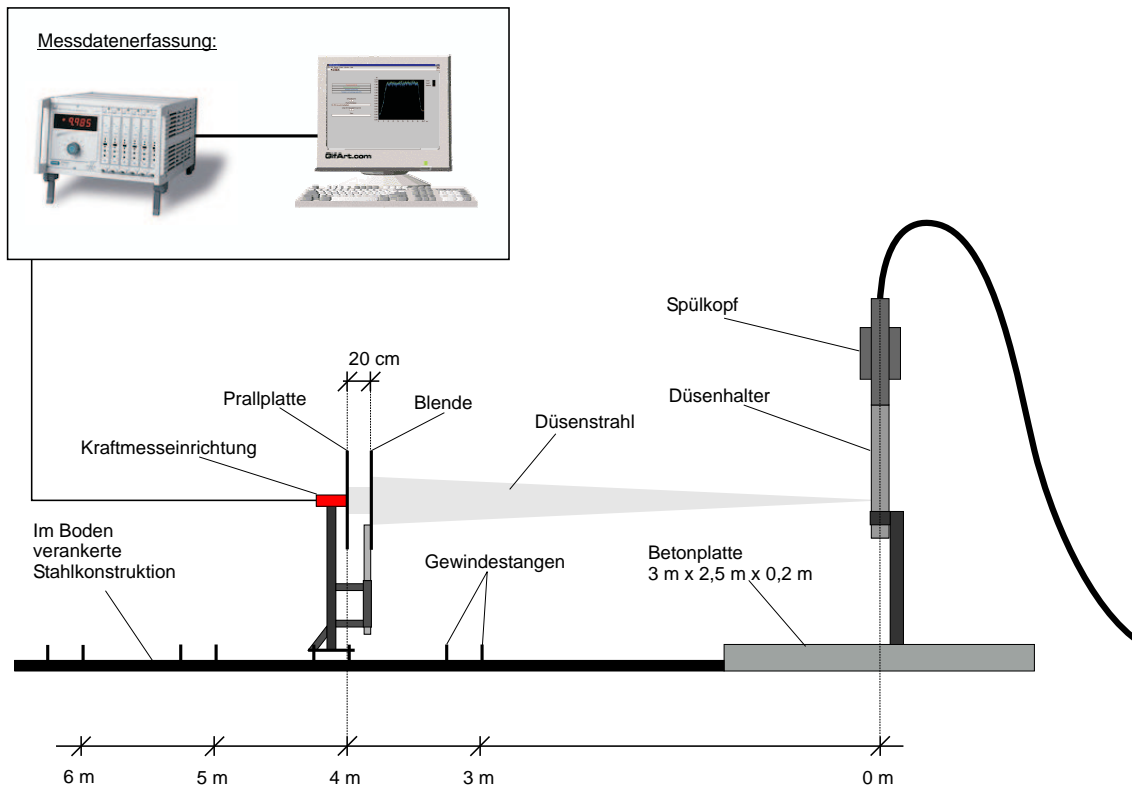


Bild 2.4: Aufbau des Düsenprüfstands und der Messdatenerfassung

2.3.1 Kraftmesseinrichtung

Die Kraftmesseinrichtung besteht aus einer höhenverstellbaren Ständerkonstruktion, auf der die Grundplatte für den Kraftaufnehmer befestigt ist (siehe Bild 2.5). Der Kraftaufnehmer besteht aus den beiden Hauptkomponenten Federkörper und Dehnungsmessstreifen (DMS). Der Federkörper wird durch Krafteinwirkung elastisch verformt. Diese Verformung bewirkt eine Dehnung auf der Oberfläche des Federelementes, welche im Hook'schen Bereich proportional der Spannung ist. Die DMS bestehen aus einem mäanderförmigen Messgitter in einer dünnen Trägerfolie und wandeln die Dehnungen der Oberfläche des Federelementes in elektrische Widerstandsänderungen um [20, 35].

Durch Applikation von DMS an ausgewählten Stellen des Verformungskörpers können dessen Dehnungsänderungen in ein elektrisches Signal umgewandelt werden. Mit der Verdrahtung von DMS in einer Wheatstone'schen Brücke können durch die Ausnutzung von Symmetrieeigenschaften Dehnungsanteile verstärkt oder kompensiert werden.

Bei der Konzipierung eines Federkörpers muss darauf geachtet werden, dass sich dieser durch die zu messende Kraftkomponente relativ stark elastisch verformt. Verformungsanteile aus anderen Komponenten, die so genannten Störgrößen, sollten dagegen relativ gering sein und durch die geeignete Anordnung der DMS unter Ausnutzung der Symmetrieeigenschaften kompensiert werden [26, 27]. Die Dimensionierung des Federkörpers muss somit entsprechend den Einbaubedingungen, den zu messenden Kraftkomponenten und dem Messbereich erfolgen.

Die Schneidkraft ist eine Kraft, die in der Achse des Düsenstrahls gemessen werden kann. Somit reicht ein einaxialer Kraftaufnehmer für die Messung der Schneidkraft aus. Für diese Aufgabe wurde als Federkörper ein Säulenaufnehmer nach [66] gewählt. Der Säulenaufnehmer besteht aus einem Rohr mit einem Außendurchmesser von 16,5 mm und einem Innendurchmesser von 12 mm. Auf den Säulenaufnehmer sind zwei um 90° verdrehte Wheatstone'sche Brücken appliziert.

Die Schneidkraft des Düsenstrahls wird über eine verstärkte Stahlplatte mit den Abmessungen 750 mm x 750 mm auf den Kraftaufnehmer übertragen. Um den Kraftaufnehmer von den auf die Stahlplatte wirkenden Querkraften zu entkoppeln, wird die Stahlplatte über ein Gleitlager an der Grundplatte befestigt. Der Stempel des Gleitlagers ist an der Stahlplatte angeschweißt und drückt beim Aufprall des Düsenstrahls axial auf den Säulenaufnehmer (siehe Bild 2.5). Somit ist der Kraftaufnehmer so gelagert, dass er nur einaxiale Kräfte messen kann. Die Stahlplatte wird im Folgenden als Prallplatte bezeichnet.

Um die Auswirkung der zu testenden Komponenten auf die Bündelung des Düsenstrahls zu untersuchen, wird der Prallplatte eine Lochblende mit einem Durchmesser von 20 cm oder 10 cm vorgeschaltet. Die jeweilige Lochblende wird in einer am Fuß der Ständerkonstruktion angeschweißten Halterung mit einem festen Abstand von 20 cm vor der Prallplatte befestigt (siehe Bild 2.4). Die Lochblenden bestehen ebenfalls aus einem 75 cm x 75 cm großen verstärkten Stahlblech. Die Öffnungen der Lochblenden sind mittig angeordnet. Somit wird die Prallplatte durch die Blenden vollkommen abgedeckt und der Kraftaufnehmer misst nur die Kraft des Anteils am Düsenstrahl, der durch die jeweilige Lochblende auf die Prallplatte trifft.

Durch die Größe der Prallplatte wird in dem für die Tests veranschlagten Entfernungsbereich von 3 m bis 6 m (siehe Bild 2.4) bei den Versuchen ohne Blende die komplette Kraft des Düsenstrahls, das heißt auch die Kraft, die die Tropfenzone (siehe Abschnitt 2.2.1) erzeugt, gemessen. Deshalb können mit dieser Messung keine Unterschiede bei der Bündelung des Düsenstrahls festgestellt werden (siehe Bild 4.11).

Um eine Differenzierung zwischen den zu testenden Komponenten des Düsenstrahlverfahrens zu ermöglichen, wird der Prallplatte eine Lochblende mit einem Durchmesser von 20 cm oder 10 cm vorgeschaltet. Die jeweilige Lochblende wird in einer am Fuß der Ständerkonstruktion angeschweißten Halterung mit einem festen Abstand von 20 cm vor

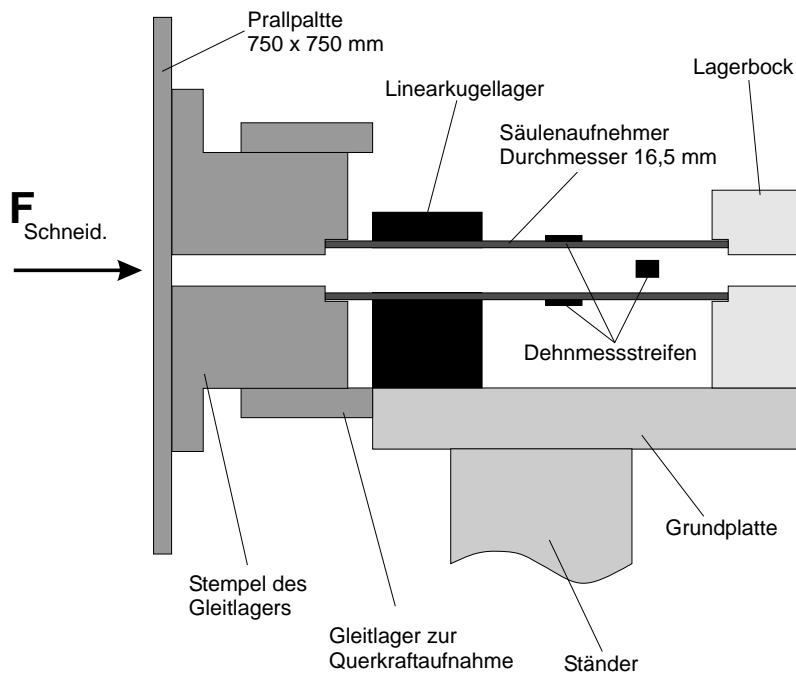


Bild 2.5: Skizze des Kraftaufnehmers für die Schneidkraft

der Prallplatte befestigt (siehe Bild 2.4). Die Lochblenden bestehen ebenfalls aus einem 75 cm x 75 cm großen verstärkten Stahlblech. Die Öffnungen der Lochblenden sind mittig angeordnet. Somit wird die Prallplatte durch die Blenden vollkommen abgedeckt und der Kraftaufnehmer misst nur die Kraft des Anteils am Düsenstrahl, der durch die jeweilige Lochblende auf die Prallplatte trifft.

2.3.2 Messdatenerfassung

Das Signal der beiden DMS-Vollbrücken wird von einem Messverstärker der Firma Hottinger & Baldwin mit zwei Kanälen aufbereitet und gelangt anschließend über eine Messkarte in den PC (siehe Bild 2.4). Zur automatischen Aufzeichnung der Messwerte wird ein in LabView geschriebenes Mess- und Visualisierungsprogramm verwendet.

Das Mess- und Visualisierungsprogramm zeichnet während des Versuchs die Messdaten als Rohdaten mit einer frei wählbaren Abtastrate von 50 bis 1000 Hz auf und speichert diese auf der Festplatte ab. Nach dem Ende der Aufzeichnung werden die Rohwerte mit den im Programm hinterlegten Kalibrierkurven des Säulenaufnehmers in die Einheit kN umgerechnet. Anschließend stellt das Programm die gemessene Schneidkraft in kN über der Zeit dar (siehe Bild 2.6). Nach der Kalibrierung können die Daten gespeichert oder die Aufzeichnung des nächsten Versuchs gestartet werden. Die Messsoftware stellt die Messwerte der beiden DMS-Vollbrücken getrennt und als Mittelwert dar.

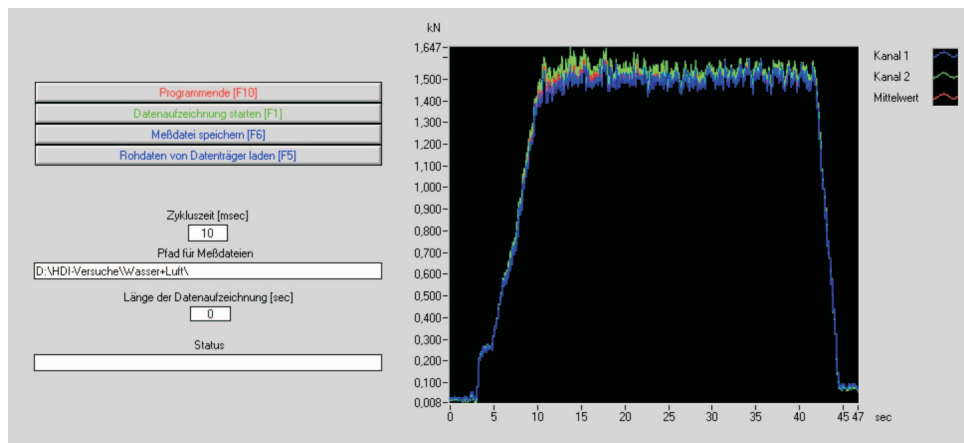


Bild 2.6: Bildschirmaufbau der Messsoftware nach einer Messung

2.4 Versuchsdurchführung

Für jeden Versuch waren die Düse, die Kraftmesseinrichtung und gegebenenfalls die Lochblende aufeinander auszurichten. Die grobe Ausrichtung wurde mittels Peilung durch den Säulenaufnehmer auf die Düse im Düsenträger hergestellt. Zur genauen Ausrichtung der Höhe des Kraftaufnehmers auf die Höhe der Düse wurde ein Rotationslaser verwendet. Nach der Ausrichtung der Kraftmesseinrichtung und gegebenenfalls der verwendeten Blende auf den zu testenden Düsenträger wurde der Versuch, der sich in folgende sechs Phasen unterteilt, durchgeführt:

- Phase 1: Starten der Datenaufzeichnung
- Phase 2: Starten der Hochdruckpumpe und Anfahren des vorgegebenen Drucks
- Phase 3: Aufzeichnung der Schneidkraft über 10 bis 20 Sekunden und Dokumentation der folgenden Parameter:
 - Druck der Pumpe in bar
 - Drehzahl der Pumpe
 - Durchfluss in l/min
 - Eingelegter Gang bei der Pumpe
- Phase 4: Abschalten der Hochdruckpumpe
- Phase 5: Stoppen der Messdatenaufzeichnung
- Phase 6: Speichern der Rohdaten

Um eine eventuelle Nullpunktverschiebung des Kraftaufnehmers anhand der aufgezeichneten Werte vor der Belastung durch den Düsenstrahl zu erkennen, wurde mit der Datenaufzeichnung ohne Belastung des Kraftaufnehmers begonnen. Eine mögliche Nullpunktverschiebung konnte bei der Auswertung über einen aus Phase 1 ermittelten Offset korrigiert werden. Die Aufzeichnung der konstanten Schneidkraft erfolgte über mindestens 10 bis 20 Sekunden, da der Pumpenfahrer diese Zeit benötigte, um die unter Phase 3 aufgeführten Parameter handschriftlich zu dokumentieren.

In jeder der vier möglichen Entfernungen wurde der Versuch nacheinander ohne, mit 20 cm und mit 10 cm Blende durchgeführt. Somit wurden für jede zu testende Komponente mindestens 12 Messungen durchgeführt. Nach der Auswertung und grafischen Darstellung der Messergebnisse, wie in Abschnitt 2.4.1 dargestellt, konnte die Versuchsreihe mit den Ergebnissen aus anderen Versuchsreihen verglichen werden.

2.4.1 Auswertung der Messdaten

Die Messergebnisse werden in N über der Zeit dargestellt. Über den Zeitraum in Phase 3, in dem die Schneidkraft konstant ist, wird ein Mittelwert über alle gemessenen Werte gebildet (siehe Bild 2.7 a). Die so ermittelten Messwerte stellen die Basis für die weitere Auswertung und Darstellung der Ergebnisse in Abhängigkeit von den folgenden Parametern dar:

- Die Entfernung der Prallplatte zur Düse
- Durchführung des Versuches mit oder ohne Blende
- Größe der Blende

Anhand dieser Parameter können die Einflüsse aus dem Typ des Düsenträgers, der Düsengröße, der verwendeten Pumpe und des eingestellten Pumpendrucks auf die Messergebnisse untersucht werden. Mit den so gewonnenen Messdaten wird die grafische Auswertung der Versuchsreihen (siehe Bild 2.7 b) erstellt, in der jeder Versuch durch einen Punkt dargestellt ist. Die Versuchsergebnisse werden in die folgenden drei Versuchsgruppen eingeteilt:

- ohne Blende
- mit 20 cm Blende
- mit 10 cm Blende

Im folgenden Abschnitt wird die Messgenauigkeit des Prüfstandes für jede der drei Versuchsgruppen ermittelt.

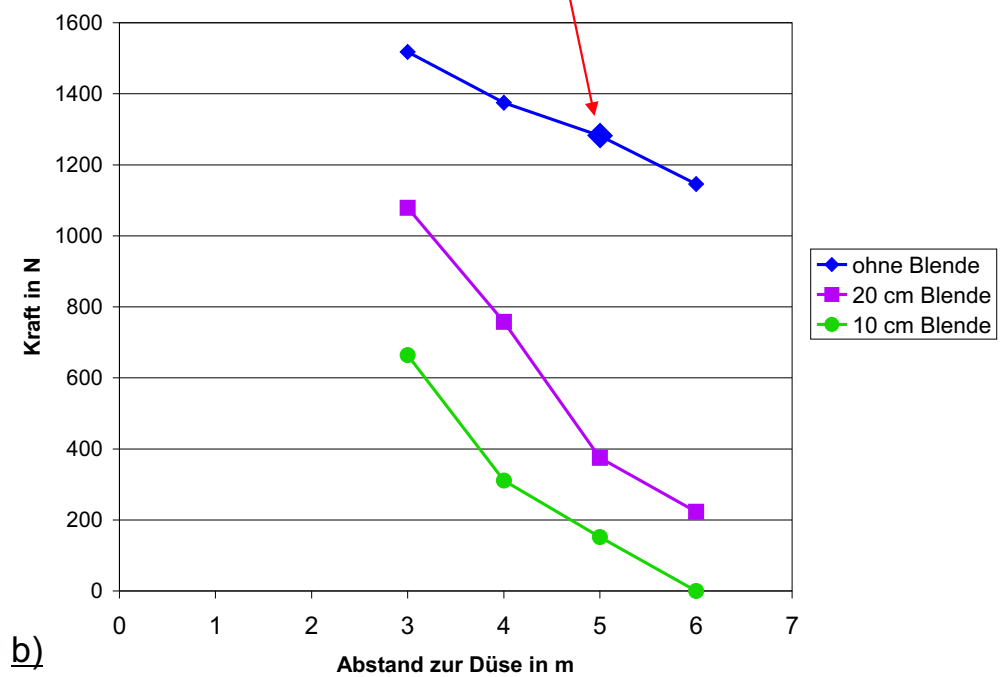
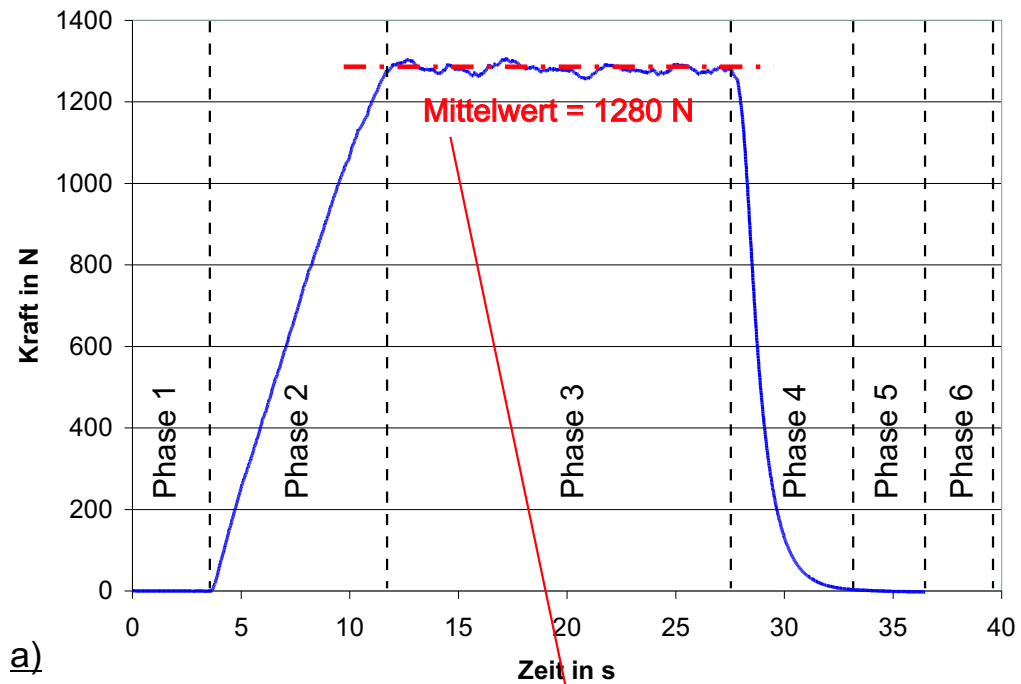


Bild 2.7: Darstellung eines Versuchsergebnisses inkl. Auswertung: a) Über der Zeit dargestellte Schneidkraft für einen Versuch ohne Blende bei 5 m Abstand zwischen Prallplatte und Düse; b) Darstellung der drei Versuchsgruppen einer Versuchsreihe

2.4.2 Statistische Untersuchung der Messergebnisse

Jeder Messvorgang unterliegt - selbst bei größter Sorgfalt und Verwendung hochwertiger Messinstrumente - stets einer großen Anzahl völlig regelloser und unkontrollierbarer kleiner Störeinflüsse. Die bei Messungen beobachteten zufälligen Abweichungen setzen sich somit additiv aus zahlreichen voneinander unabhängigen Einzelfehlern zusammen [30, 40, 44].

Zur Beurteilung der Genauigkeit der entwickelten Messeinrichtung bzw. des Messverfahrens wird für jede Messreihe zuerst das arithmetische Mittel \bar{x} gebildet. Es ist der beste Schätzwert für den "wahren"-Wert μ der Messgröße X [24, 53].

$$\bar{x} = \frac{1}{n}(x_1 + x_2 + \dots + x_n) = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (2.1)$$

Ein geeignetes Maß für die Streuung der einzelnen Messungen x_i ist die Standardabweichung der Messreihe [40, 53]:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}. \quad (2.2)$$

Die theoretisch geschätzte Standardabweichung des Mittelwertes $s_{\bar{x}}$ gleicht der Standardabweichung der Einzelbeobachtungen s geteilt durch \sqrt{n} und lautet:

$$s_{\bar{x}} = \frac{s}{\sqrt{n}} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (2.3)$$

Die Standardabweichung des Mittelwertes $s_{\bar{x}}$ beschreibt die Streuung der aus verschiedenen Messreihen erhaltenen Mittelwerte \bar{x} um den "wahren" Wert μ [40, 53].

Der aus einer Messreihe ermittelte arithmetische Mittelwert \bar{x} ist der beste Näherungswert für den "wahren" Wert μ der Messgröße X .

Es ist nicht davon auszugehen, dass \bar{x} gleich μ ist, da der arithmetische Mittelwert immer das Ergebnis einer Zufallsstichprobe ist und sich somit von Messreihe zu Messreihe verändern wird. Es kann aber ein Vertrauensintervall angegeben werden, in dem der unbekannte "wahre"-Wert μ mit einer Wahrscheinlichkeit γ liegt. Bei unbekannter Standardabweichung s der Grundgesamtheit ergeben sich nach [53] die folgenden Vertrauensgrenzen:

$$\mu(\gamma, n) = \bar{x} \pm \Delta x = \bar{x} \pm t \frac{s}{\sqrt{n}}. \quad (2.4)$$

Die Werte für den Parameter t sind in Abhängigkeit von der Anzahl n der Messwerte und dem gewählten Vertrauensniveau γ in [53] tabellarisch dargestellt. Der für die Berechnung der Vertrauensgrenzen bei den folgenden Versuchen benötigt Teil der Tabelle aus [53] ist in 2.1 dargestellt.

Anzahl n der Messwerte	Vertrauensniveau			
	$\gamma = 68,3\%$	$\gamma = 90\%$	$\gamma = 95\%$	$\gamma = 99\%$
...
9	1,07	1,86	2,31	3,36
10	1,06	1,83	2,26	3,25
15	1,04	1,77	2,14	2,98
...

Tabelle 2.1: Werte für den Parameter t in Abhängigkeit von der Anzahl n der Messwerte und dem gewählten Vertrauensniveau γ [53]

Im Folgenden werden die oben dargestellten statistischen Größen für die entwickelte Kraftmesseinrichtung berechnet, um deren Messgenauigkeit zu ermitteln. Der Versuchsablauf verlangt, dass die Kraftmesseinrichtung während einer Versuchsreihe in verschiedenen Entfernungen zum Düsenträger aufgebaut wird. Aus diesem Grund wurde die Reproduzierbarkeit der Messwerte mit der Kraftmesseinrichtung anhand der folgenden zwei Messreihen ermittelt:

- Messreihe I: Hier wurde die Genauigkeit der Kraftmesseinrichtung an sich überprüft.
- Messreihe II: Hier wurde die Auswirkung des aus dem Versuchsablauf bedingten Ab- und Aufbaus der Kraftmesseinrichtung auf die Messwerte bestimmt.

Bei Messreihe I wurden insgesamt 30 Versuche mit unverändertem Aufbau der Ständerkonstruktion durchgeführt. In Messreihe I waren die Blenden die einzige Komponente, die geändert wurde. Mit unverändertem Aufbau der Ständerkonstruktion wurden jeweils 10 Versuche ohne, mit 20 cm und mit 10 cm Blende durchgeführt. Die detaillierten Messergebnisse befinden sich in Anhang A. Die berechneten Mittelwerte, Standardabweichungen und der Vertrauensbereich für die Messreihe I sind in Tabelle 2.2 dargestellt.

Bei Messreihe II wurde die Kraftmesseinrichtung nach jedem Versuch abgebaut und wieder neu aufgebaut. Insgesamt wurden bei dieser Messreihe jeweils 9 Versuche ohne, mit 20 cm und mit 10 cm Blende durchgeführt. Die Mittelwerte aus Messreihe I wurden jeweils als zehnter Versuch mit in die Auswertung von Messreihe II aufgenommen. Die detaillierten Ergebnisse befinden sich in Anhang A. Die berechneten Mittelwerte, Standardabweichungen und der Vertrauensbereich für die Messreihe II sind in Tabelle 2.3 dargestellt.

Blende	Mittelwert \bar{x}	Standardabweichung s		Vertrauensbereich für $\gamma = 90\%$	
	in N	in N	in % von \bar{x}	$\pm \Delta x$ in N	Bereich in N
-	1449	16	1,08	9	1440 bis 1458
20 cm	1100	22	1,99	13	1087 bis 1113
10 cm	596	19	3,25	11	585 bis 607

Tabelle 2.2: MR I: Standardabweichung und Messunsicherheit der Messeinrichtung

Blende	Mittelwert \bar{x}	Standardabweichung s		Vertrauensbereich für $\gamma = 90\%$	
	in N	in N	in % von \bar{x}	$\pm \Delta x$ in N	Bereich in N
-	1452	22	1,48	12	1440 bis 1464
20 cm	1110	22	1,96	13	1097 bis 1123
10 cm	624	35	5,67	20	604 bis 644

Tabelle 2.3: MR II: Standardabweichung und Messunsicherheit der Messeinrichtung für einen 10 mal ab und wieder aufgebauten Versuch

Insgesamt wurden 57 Versuche durchgeführt. Folgende Parameter wurden während dieser Versuche konstant gehalten:

- der Abstand zwischen Düse und Prallplatte = 3 m
- der Typ des Düsenträgers
- der Düsendurchmesser = 5,0 mm
- der Druck an der Pumpe = 400 bar
- der Durchfluss = 310 l/min

Variiert wurden folgende Parameter:

- Messungen ohne (Messreihe I) und mit erneutem Aufbau der Kraftmesseinrichtung pro Versuch (Messreihe II)
- verschiedene Blenden bei Messreihe I und Messreihe II

Zur Berechnung des Vertrauensbereiches wurde ein Vertrauensniveau von $\gamma = 90\%$ gewählt, da erwartet wurde, dass bei 10 Versuchen rund 9 Messwerte höchstens um die Standardabweichung des "wahren" Wertes μ der Messgröße X abweichen. Damit liegt der "wahre" Wert μ der Messgröße X im Bereich von $\pm \Delta x$.

Das Ergebnis der statistischen Untersuchung stellt sich wie folgt dar:

Die Standardabweichungen s in N der Messreihe I (Tabelle 2.2) liegen, unabhängig von der Größe der Blende, in einem Bereich von 16 bis 22 N. Bei Messreihe I wirkt sich das

durch die Blenden kleiner werdende Zielfeld nicht auf die Messgenauigkeit der Kraftmesseinrichtung aus. Bei Messreihe II liegen die Standardabweichungen für die Messungen ohne und mit 20 cm Blende mit jeweils 22 N an der oberen Grenze des Bereichs, in dem sich die Standardabweichungen von Messreihe I bewegen. Erst bei der 10 cm Blende liegt die Standardabweichung mit 35 N außerhalb des Bereichs der Standardabweichungen von Messreihe I. Eine mögliche Ursache hierfür ist, dass sich bei Messreihe II eine Abweichung des Strahlmittelpunktes, bedingt durch das Auf- und Abbauen der Kraftmesseinrichtung zwischen den Versuchen ergibt, die mit kleiner werdendem Zielfeld eine größere Auswirkung auf das Messergebnis hat.

Das zeigt, dass der vom Messverfahren geforderte ständige Umbau der Kraftmesseinrichtung auf die Messergebnisse der Versuche ohne und mit 20 cm Blende nur eine minimale Auswirkung hat. Das Ergebnis der Versuche mit 10 cm Blende wird durch die Umbauarbeiten weitaus deutlicher beeinflusst.

Die Standardabweichungen für die Messungen ohne und mit 20 cm Blende liegen in Bezug auf den Mittelwert bei Messreihe I und II unterhalb von 2,0 %. Die prozentuale Standardabweichung bei den Versuchen mit 10 cm Blende liegt bei beiden Messreihen über 2 %. Dies liegt an der Basis für die Prozentermittlung, die bei den Messungen mit 10 cm Blende entsprechend kleiner ist (siehe Tabelle 2.2 und 2.3) als bei den Messungen ohne oder mit 20 cm Blende. Bei Messreihe II fällt die prozentuale Standardabweichung mit 10 cm Blende im Vergleich zu Messreihe I nochmals größer aus. Dies liegt an der variablen Ausrichtungsgenauigkeit bei Messreihe II.

Da die Standardabweichungen beim Hauptteil der Messungen maximal 2 % des Mittelwertes ausmachen, ist die Messgenauigkeit der Kraftmesseinrichtung auch bei Einzelmessungen ausreichend. Aus diesem Grund wurde bei den folgenden Messreihen mit dem Prüfstand jeder Versuch nur einmal durchgeführt.

2.5 Testaufbau zur Untersuchung der Luftummantelung des Düsenstrahls

2.5.1 Grundsätzliche Überlegungen

Die messbare Größe, mit der sich verschiedene Luftummantelungen am besten vergleichen lassen ist der Druck im Luftstrahl. Zur Untersuchung der Luftummantelung wird eine Sonde benötigt, mit der auch die dynamischen Anteile der Luftummantelung gemessen werden können. Die Sonde muss so dimensioniert werden, dass die Messungen im sehr schmalen und nur auf einer kurzen Strecke nach der Düse stabilen Freistrahls der Luftummantelung (siehe Kapitel 2.2.1) durchgeführt werden können. Nach der Wahl der Sonde muss die passende Messmethode entwickelt werden, die unabhängig vom Düsenträger und der Düse reproduzierbare Messungen liefert.

Zur Untersuchung der Druckverteilung in Luftströmungen gibt es die folgenden drei Sondentypen [25, 38, 50, 64], welche in Bild 2.8 dargestellt sind:

- statische Drucksonde
- Pitot-Sonde
- Prandtl-Sonde

Die statische Drucksonde (siehe Bild 2.8) besteht aus einem in Strömungsrichtung liegenden vorne verschlossenen dünnen Messrohr, das seitlich mit Schlitzten oder Löchern versehen ist. Daran ist ein rechtwinkliger Schenkel angeschlossen, der zu einem außerhalb der Strömung liegenden Manometer führt. Diese Art von Messsonde kann nur den statischen Druck p_{stat} messen, ist sehr richtungsempfindlich und somit nicht für diese Messaufgabe geeignet [38].

Die Pitot-Sonde besteht aus einem gebogenen und vorne geöffneten dünnen Messrohr (siehe Bild 2.8). Wird das Messrohr in die Strömung gehalten, so füllt sich das Rohr so lange mit Luft, bis die Luft im Rohr zur Ruhe gekommen und der Druck konstant ist. Um die Pitot-Sonde einsetzen zu können, muss die Strömungsrichtung zumindest annähernd bekannt sein. Das ursprüngliche Strömungsfeld wird an der Messstelle durch Einführen der Pitot-Sonde wesentlich verändert. Dies hat auf das Messergebnis aber keinen Einfluss, da die ursprünglich durch den betrachteten Punkt bzw. die Messstelle gehende Stromlinie exakt bis zur Eintrittsöffnung in die Pitot-Sonde erhalten bleibt. Sie wird allerdings zu einer Staustromlinie. Mit der Pitot-Sonde wird der Gesamtdruck p_{ges} gemessen. Der Gesamtdruck ist die Summe aus statischem p_{stat} und dynamischem Druck p_{dyn} [25, 50]. Da der dynamische Druck einen entscheidenden Einfluss auf die Luftummantelung hat und die Strömungsrichtung bei der Luftummantelung bekannt ist, kann die Pitot-Sonde für die geplanten Messungen verwendet werden. Für die Beurteilung der Messergebnisse mit der Pitot-Sonde muss berücksichtigt werden, ob in einer Unterschall- oder einer Überschallströmung gemessen wird.

Wird in einer Unterschallströmung gemessen, so stellt der gemessene Druck gleich den Gesamtdruck p_{ges} dar. Bei Überschallströmung entsteht ein Verdichtungsstoß entweder vor oder im Rohr. Vor dem Verdichtungsstoß bleibt die ursprüngliche Strömung ungestört erhalten. Das angeschlossene Manometer zeigt bei Überschallströmungen den Gesamtdruck \hat{p}_{ges} hinter dem Verdichtungsstoß an. Bei bekannter Machzahl M der Anströmung kann der Gesamtdruck p_{ges} der Strömung bestimmt werden [38, 69]. Auf die Themen Überschallströmung und Machzahl wird im Kapitel 3 näher eingegangen.

Die Prandtl-Sonde (siehe Bild 2.8) ist eine Kombination aus statischer Drucksonde und Pitot-Sonde. An der Düse D wird, wie bei der Pitot-Sonde, der Gesamtdruck p_{ges} gemessen, während die an der Oberfläche des Messkörpers mündenden Düsen S den in der Strömung herrschenden statischen Druck p_{stat} messen. Werden die Düsen S und D mit den beiden Schenkeln eines Manometers verbunden (siehe Bild 2.8), so zeigt das Manometer direkt die Differenz von Gesamtdruck minus statischem Druck an. Die Prandtl-Sonde misst deshalb unmittelbar den dynamischen Druck p_{dyn} , unabhängig vom jeweili-

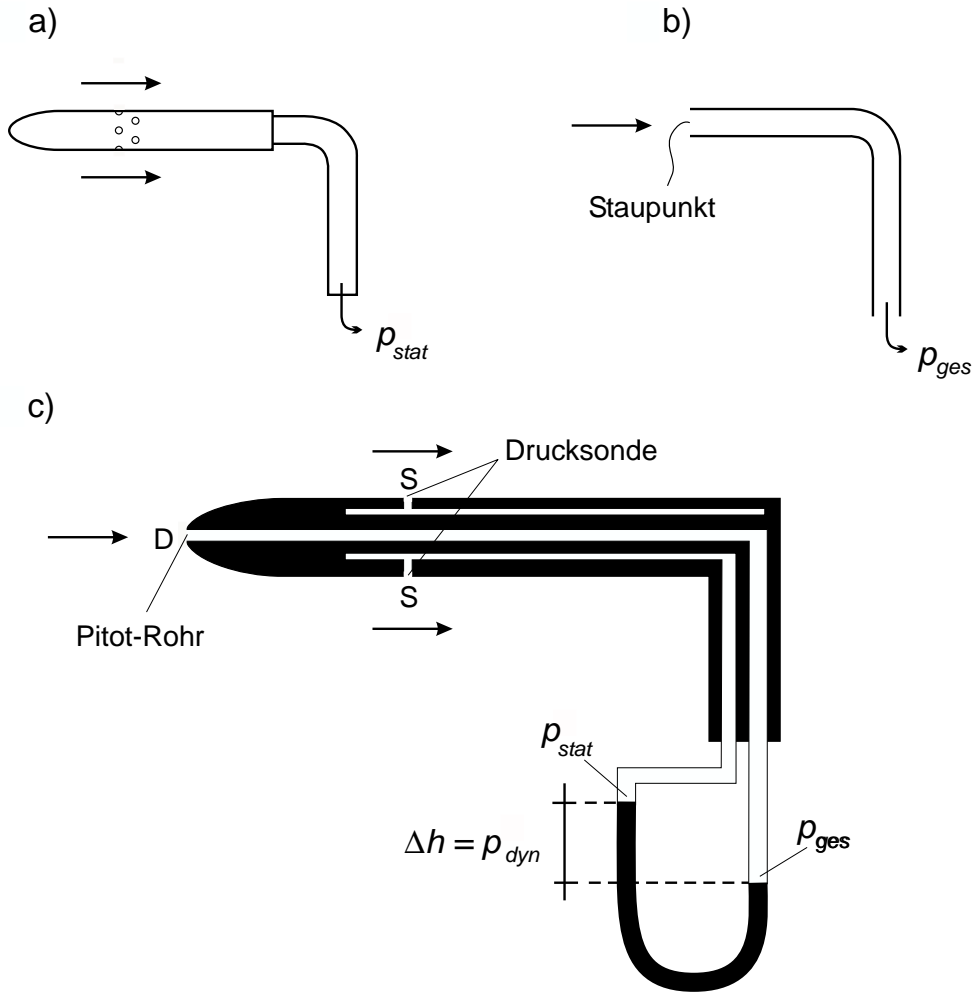


Bild 2.8: Darstellung der zur Auswahl stehenden Sonden zu Bestimmung der Druckverteilung in Luftströmungen [38, 42, 50]: a) Drucksonde; b) Pitot-Sonde; c) Prandtl-Sonde

gen Luftdruck. Mit Gleichung (2.6) kann die Strömungsgeschwindigkeit berechnet werden [25, 38, 42].

$$p_{dyn} = p_{ges} - p_{stat} \quad (2.5)$$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{dyn}}{\rho_L}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_{Fl} \cdot g \cdot \Delta h}{\rho_L}} \quad (2.6)$$

Für die Messungen in der Strömung der Luftummantelung ist die Prandtl-Sonde nicht geeignet, denn die Sonde ist für Messungen in einem Luftstrom, der aus einem 0,5 mm bis 1,5 mm breiten Ringspalt an der Düsen-schraube austritt, zu groß. Dies hat vor allem Auswirkungen auf die Messung des statischen Druckes p_{stat} . Dieser wird mit den

außen liegenden Düsen S gemessen (siehe Bild 2.8). Da sich die Strömung der Luftummantelung nach dem Austritt aus der Düse sehr schnell ändert (siehe Bild 2.3), führt die in Gleichung (2.5) und (2.6) dargestellte Berechnung des dynamischen Drucks und der Strömungsgeschwindigkeit zu keinem sinnvollen Ergebnis. Deshalb wird die Beurteilung der Luftummantelung nur anhand des mit der Pitot-Sonde gemessenen Gesamtdrucks p_{ges} durchgeführt.

2.5.2 Versuchsaufbau mit Pitot-Sonde

Die für diese Arbeit konstruierte Pitot-Sonde besteht aus einer Halterung, mit der sie am Düsenträger oberhalb der Düse befestigt werden kann. Mit der Pitot-Sonde kann jeder beliebige Punkt im Luftstrahl bis in eine Entfernung von 4 cm zur Düse gemessen werden. Das Pitot-Rohr besteht aus einem gebogenen Messingrohr mit einem Innendurchmesser von 1 mm. Die daraus resultierende offene Fläche von $0,78 \text{ mm}^2$ des Messingrohres stellt die größte zur Verfügung stehende Messfläche für den Gesamtdruck dar. Um mit der Sonde auch direkt in der Austrittsfläche messen zu können, wurde auf das Messingrohr eine Injektionskanüle aufgesetzt. Die hierzu verwendeten Injektionskanülen mit einem Innendurchmesser von 0,5 mm wurden gerade abgesägt. Somit ergibt sich eine offene Querschnittsfläche von $0,2 \text{ mm}^2$ für die Injektionskanüle. In Bild 2.9 ist der Aufbau der Pitot-Sonde am Düsenträger dargestellt.

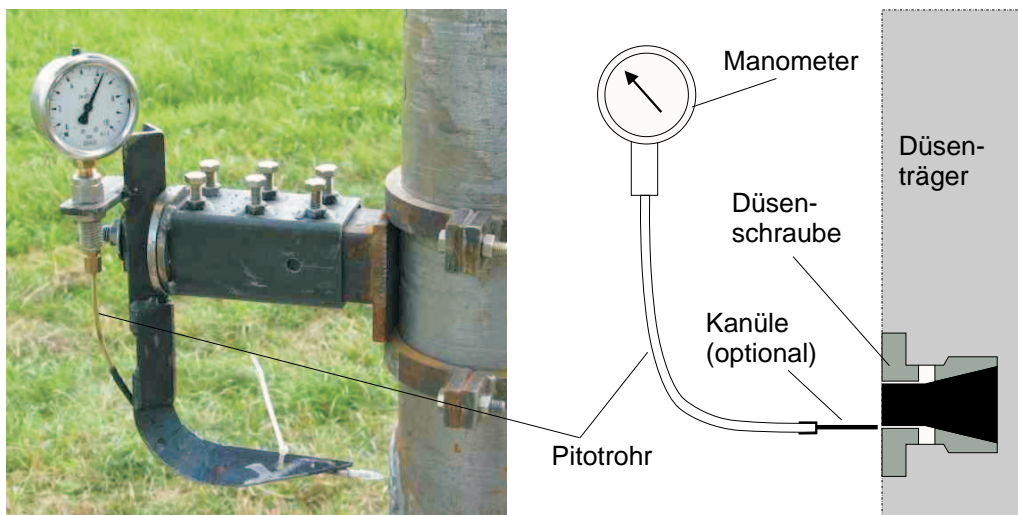


Bild 2.9: Am Düsenträger installierte Pitot-Sonde während einer Messung mit Injektionskanüle

2.5.3 Messkonzept

Die Verteilung des Gesamtdrucks p_{ges} wurde in zwei Entfernungen von der Luftpöuse gemessen. Zuerst wurde in der Austrittsfläche des Luftstrahls aus dem Ringspalt der Luftpöuse und danach in 1 cm Entfernung zur Austrittsfläche gemessen. Insgesamt wurden 16 Messpunkte auf der Luftpöuse markiert. Diese Punkte dienten zur Ausrichtung der Sonde (siehe Bild 2.10). Die Verteilung des Gesamtdrucks wurde anhand der folgenden vier verschiedenen Messreihen ermittelt:

- M1: Messung aller 16 Punkte in der Austrittsfläche des Luftstrahls. Die Messung erfolgte mit der Injektionskanüle.
- M2: Messung aller 16 Punkte in 1 cm Entfernung zur Austrittsfläche des Luftstrahls. Messung erfolgte mit dem Messingrohr.
- M3: Messung von 9 Punkten (20 bis 28) in 1 cm Entfernung zur Austrittsfläche senkrecht über die komplette Düse von oben (Messpunkt 1) nach unten (Messpunkt 9). Messung erfolgte mit Messingrohr.
- M4: Messung von 9 Punkten (30 bis 38) in 1 cm Entfernung zur Austrittsfläche waagrecht über die komplette Düse von links (Messpunkt 13) nach rechts (Messpunkt 5). Messung erfolgte mit Messingrohr.

Im Bild 2.10 sind die jeweiligen Messpunkte der Messreihen M1 bis M4 an der Luftpöuse dargestellt. Bei den Messreihen M3 und M4, bei denen quer zum Ringspalt gemessen wurde, sind die neun Messpositionen unabhängig von der Düsenschraube wie folgt gewählt worden:

1. linker Rand des Ringspaltes
2. Mitte des Ringspaltes
3. rechter Rand des Ringspaltes
4. Linker Rand der Düsenöffnung für den Düsenstrahl
5. Mitte der Düsenöffnung für den Düsenstrahl
6. rechter Rand der Düsenöffnung für den Düsenstrahl
7. linker Rand des Ringspaltes
8. Mitte des Ringspaltes
9. rechter Rand des Ringspaltes

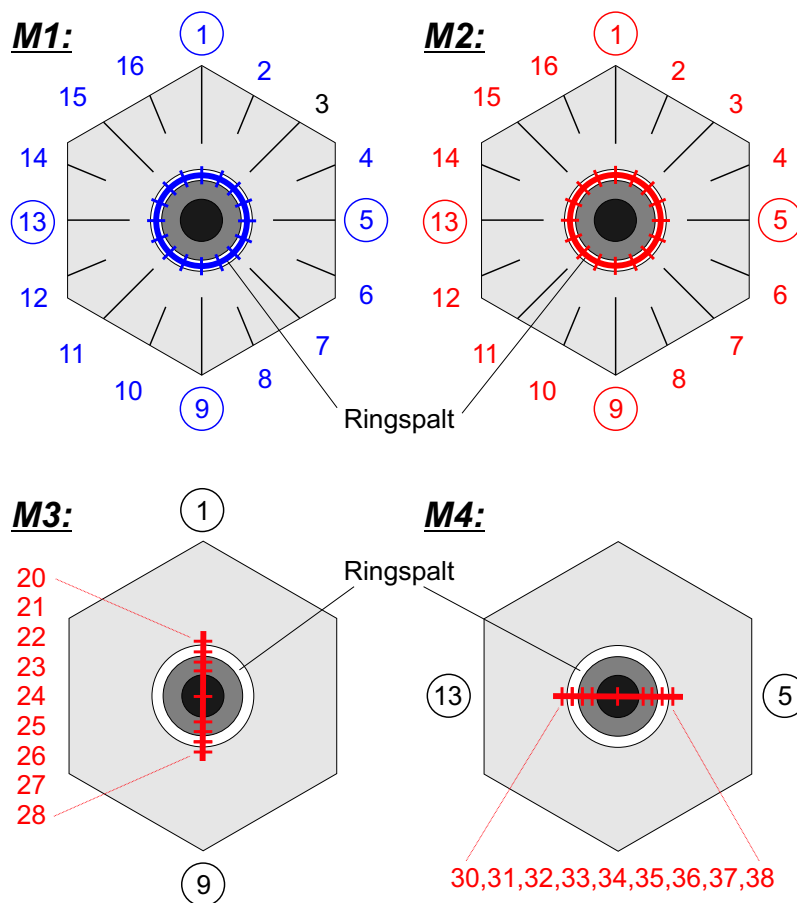


Bild 2.10: Frontansicht der Düsen-schraube mit grafischer Darstellung der Messpunkte entlang des Ringspaltes der Luftdüse für die Messreihen M1 bis M4

Anhand von Bild 2.10 können die Messreihen M2, M3 und M4, bei denen in 1 cm Entfernung zur Austrittsfläche der Luftummantelung gemessen wurde verglichen werden. Beim Vergleich dieser Messreihen zeigt sich, dass folgende Messpunkte der Messreihen M3 und M4 mit der Messreihe M2 übereinstimmen.

- Punkt 1 bei M2 entspricht Punkt 21 bei M3
- Punkt 5 bei M2 entspricht Punkt 37 bei M4
- Punkt 9 bei M2 entspricht Punkt 27 bei M3
- Punkt 13 bei M2 entspricht Punkt 31 bei M4

Die Ergebnisse der Messreihen mit Pitot-Sonde, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden, sind in Abschnitt 3.4 dargestellt.

3 Charakteristik der Luftummantelung

3.1 Ausgangspunkt und Zielsetzung

Die Luftummantelung ist der Bereich beim Düsenstrahlverfahren, welcher noch nicht umfassend untersucht ist. Dieser Bereich enthält deshalb das größte Optimierungspotential für das Düsenstrahlverfahren. Neben den Untersuchungen von Miki und Nakanishi [47], die zeigen, dass der Druck bzw. die Schneidkraft eines mit Luft ummantelten Düsenstrahls in Wasser größer ist als der ohne Luftummantelung liegen dem Autor keine weiteren wissenschaftlichen Untersuchungen oder Arbeiten vor. Auch in aktuellen Publikationen [8, 11, 13] wird nur darauf hingewiesen, dass der Einsatz von Luft zu einer Vergrößerung der Schneidkraft des Düsenstrahls bzw. zu größeren Säulendurchmessern führt. Nur Kutzner stellt in seinem Buch "Injektionen im Baugrund" [37] die Hypothese auf, dass die Luftummantelung den Düsenstrahl bündelt und so seine Schneidkraft erhöht.

Die Beobachtungen in der Firma BAUER Spezialtiefbau GmbH bestätigen, dass durch den Einsatz von Luft die Reichweite des Düsenstrahls vergrößert wird. Eine weitere Beobachtung ist, dass sich der Säulendurchmesser durch die Erhöhung des Kompressordrucks bei ansonsten konstanten Parametern bis zu einem gewissen Punkt weiter steigern lässt. Ab einem bestimmten Kompressordruck, der sehr stark von der Tiefe in der gedüst wird abhängig ist, wirkt die Luft kontraproduktiv und die Durchmesser der Düsenstrahlelemente werden wieder kleiner. Der Zusammenhang zwischen dem Kompressordruck und dem Durchmesser der Düsenstrahlelemente ist in Bild 3.1 unabhängig von der Tiefe schematisch dargestellt.

Diese Beobachtungen stimmen mit der Aussage von Kutzner insofern nicht überein, weil die kontinuierliche Durchmessersteigerung der Düsenstrahlelemente nur für einen begrenzten Druckbereich gilt. Somit stellen sich folgende Fragen zur Wirkung der Luftummantelung:

1. Warum wirkt die Luftummantelung ab einem bestimmten Kompressordruck verkleinernd auf den Durchmesser der Düsenstrahlelemente?

Hierzu wird folgende Hypothese aufgestellt: Ab einem bestimmten Kompressordruck strömt die Luft mit Überschallgeschwindigkeit aus [32]. Die damit einhergehenden Verdichtungsstöße [32] führen zur Beeinträchtigung des Düsenstrahls und damit zu einer Reduktion der Schneidkraft des Düsenstrahls und somit des Säulendurchmessers.

2. Welche Optimierungsmöglichkeiten existieren bei der Luftummantelung neben der Wahl des geeigneten Kompressor-drucks, zum Beispiel bei der Geometrie der Luftdüsen und des Luftkanals?

Zur Untersuchung der aufgestellten Hypothese und Beantwortung der gestellten Fragen wurden folgende theoretischen Analysen und Versuche durchgeführt:

- Berechnung des optimalen Kompressor-drucks bei dem die Luft an der Düse nicht mit Überschallgeschwindigkeit ausströmt (siehe Abschnitt 3.3).
- Entwicklung eines Modells zur Bestimmung des weiteren Optimierungspotentials der Luftdruckverteilung in der Luftummantelung (siehe Bild 3.12).
- Experimentelle Untersuchung verschiedener Kombinationen aus Düsen und Düsen-trägern mit dem Prüfstand und der Pitotsonde. Dabei wurde die Gesamtdruckverteilung der Luftummantelung direkt nach der Düse ermittelt (siehe Abschnitt 3.4.3).
- Vergleich der gemessenen Gesamtdruckverteilungen mit dem Modell der optimalen Luftummantelung zur Beurteilung der verschiedenen Kombinationen aus Düsen-träger und Düse. Mit Hilfe dieses Vergleiches wurde eine der getesteten Kombinationen für die weiteren Untersuchungen des Einflusses der Luftummantelung auf die Schneidkraft ausgewählt (siehe Abschnitt 3.4.3).
- Untersuchung der Auswirkung der Luftummantelung auf die Schneidkraft des Düsenstrahls auf dem Prüfstand mittels Vergleich der Schneidkraft "ohne" und "mit" Luftummantelung bei verschiedenen Kompressor-drücken (siehe Abschnitt 3.4.5).

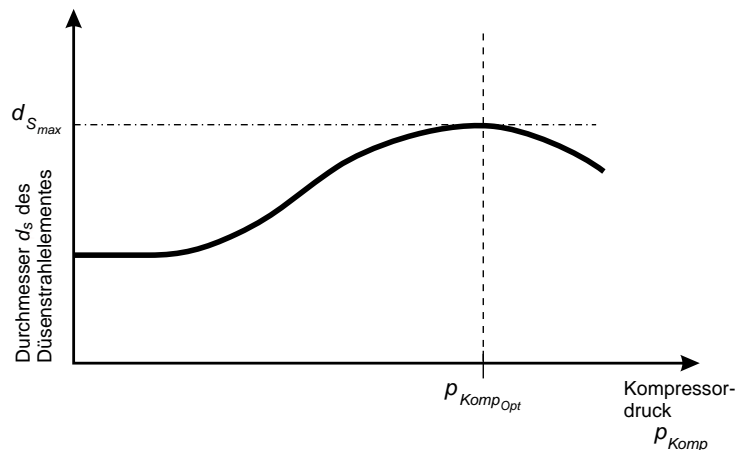


Bild 3.1: Korrelation des Durchmessers von Düsenstrahlelementen mit dem Kompressor-druck bei ansonsten konstanten Parametern (Empirische Ergebnisse von Versuchen der Firma BAUER Spezialtiefbau GmbH)

3.2 Theorie zur Luftummantelung

Im Folgenden werden die theoretischen Bedingungen für den optimalen Kompressor-druck, bei dem die Luft noch nicht mit Überschallgeschwindigkeit ausströmt mit Hilfe der Gas- und Thermodynamik ermittelt.

Aus der Erhaltung der Masse ergibt sich eine allgemein gültige Beziehung. Die Kontinuitätsgleichung ist unabhängig davon, ob die Strömung reibungsfrei oder reibungsbehaftet ist. Im Sinne der Mechanik der Kontinua wird eine zu einer bestimmten Zeit t in einem abgegrenzten Systemvolumen $V(t)$ befindliche Fluidmasse m als ein System von kontinuierlich verteilten Massenelementen $\Delta m = \rho \Delta V$ definiert. Vom Volumen $V(t)$ wird angenommen, dass es stets vollkommen ausgefüllt ist und keinerlei Hohlräume besitzt. Dies wird als Kontinuitätsbedingung der Fluidmechanik bezeichnet. Der Massenerhaltungssatz, welcher auch als Kontinuitätsbedingung der Fluidmechanik bezeichnet wird, besagt, dass in einem abgegrenzten Fluidvolumen weder Masse verloren gehen noch entstehen kann. Die mathematische Formulierung dieser Bilanzgleichung lautet mit m als Gesamtmasse:

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (3.1)$$

Für die praktische Handhabung des Massenerhaltungssatzes empfiehlt es sich, anstelle des mitbewegten Volumens $V(t)$ zeitlich gleichbleibende raumfeste Begrenzungen mit den dazugehörigen Kontrollflächen zu wählen. Im folgenden werden die Kontinuitätsgleichungen für den Kontrollfaden aufgestellt. [33, 64]

3.2.1 Kontinuitätsgleichung für den Kontrollfaden

In Anlehnung an das in [6, 25, 33, 34, 38, 54] anschaulich dargestellte Bild des Stromfadens, wird der Stromfaden vom mitbewegten Fluidfaden zum raumfesten Kontrollfaden gewandelt. Der Kontrollfaden sei nach Bild 3.2 durch eine zwischen den Stellen (1) und (2) raumfest angenommene Achse der Länge $l = s_2 - s_1 = \text{const.}$ gekennzeichnet. Das Volumen des Kontrollfadens wird von der Ein- und Austrittsfläche A_1 bzw. A_2 sowie durch die verbindende Mantelfläche $A_{1 \rightarrow 2}$ begrenzt. Längs der Achse des Kontrollfadens sind die Querschnittsflächen veränderlich, $A = A(s)$. Die Größen und Richtungen der Querschnitte am Ein- und Austritt A_1 bzw. A_2 werden durch die Flächennormalen \mathbf{A}_1 bzw. \mathbf{A}_2 jeweils nach außen als positiv beschrieben. Es wird angenommen, dass sich die Dichten ρ und die Geschwindigkeiten \mathbf{v} gleichmäßig über die Querschnitte $A(s)$ sowie A_1 und A_2 verteilen [33, 34, 50, 64].

Bei einer stationären Strömung besteht zwischen einem Stromfaden und einem Kontrollfaden kein Unterschied.

Da über die Mantelfläche $A_{1 \rightarrow 2}$ kein Massenstrom erfolgen kann, da diese als raumfeste Begrenzung angenommen wird, liefert der Massenerhaltungssatz bei Annahme einer stationären Strömung bei normal durchströmten Querschnitten die Kontinuitätsgleichung

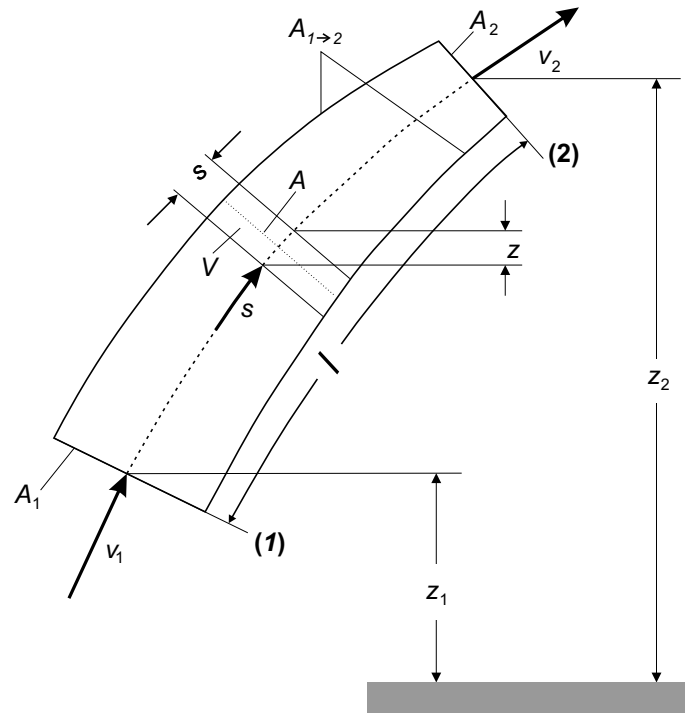


Bild 3.2: Zur Erläuterung der Kontinuitäts- und Impulsgleichung für den Kontrollfaden [64]

für den Kontrollfaden bei dichteveränderlichem Fluid [50, 64]:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.2)$$

$$\rho_1 \cdot v_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot A_2 \quad (3.3)$$

Da A_1 und A_2 zwei längs des Kontrollfadens beliebig gewählte Querschnitte sind, gilt Gleichung (3.3) für jeden Querschnitt $A(s)$. Somit gilt für den Massenstrom in kg/s durch die normal zur Kontrollachse liegenden Querschnitte:

$$\dot{m}_A = \rho(s) \cdot v(s) \cdot A(s) = \text{const.} \quad (3.4)$$

Als charakteristischen Wert für die dimensionslose Darstellung der Kontinuitätsgleichung 3.4 wird der engste Querschnitt der Stromröhre A_{\min} gewählt. Das Ergebnis der Entdimensionierung wird im folgenden Abschnitt dargestellt und beurteilt.

3.2.2 Dimensionslose Darstellung der Kontinuitätsgleichung

Die dimensionslose Form der Kontinuitätsgleichung für den Kontrollfaden lautet:

$$\dot{m}_A = \rho(s) \cdot v(s) \cdot A(s) = p^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{1 - p^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} A \quad (3.5)$$

In Gleichung (3.5) steht p für den Druck und κ für das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten.

$$\kappa = c_p / c_v \quad (3.6)$$

Für die Herleitung der dimensionslosen Form der Kontinuitätsgleichung sei auf [25] verwiesen. Aus der dimensionslosen Kontinuitätsgleichung (3.5) lassen sich nach Herwig, H. [25] zwei wichtige Schlüsse ziehen:

- In jeder Stromröhre liegt der Maximalwert der so genannten Stromdichte $\rho(s)v(s)$ im Querschnitt $A = 1$, also im engsten Querschnitt A_{min} . Es ist zu beachten, dass für die dimensionslose Darstellung gilt, dass $A \geq 1$ sein muss.
- Dieser Maximalwert innerhalb einer Stromröhre wird zu einem absoluten Maximalwert der Stromröhre, wenn für p bei $A = 1$ folgendes gilt

$$p = \left(\frac{2}{1 + \kappa} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} p_0 = p_{krit} \quad (3.7)$$

Diese Bedingung folgt aus der Bestimmung der Lage des Maximums der Funktion 3.5 bezüglich des Druckes p .

Physikalisch bedeutet dies, dass der Massenstrom durch eine gegebene Stromröhre $A(s)$ bei einem gegebenen Kesselzustand (ρ_0, p_0, T_0) einen Maximalwert besitzt, der nicht überschritten werden kann. Dieser liegt dann vor, wenn im engsten Querschnitt einer Stromröhre das sog. kritische Druckverhältnis p_{krit} gemäß 3.7 vorliegt.

Für die Annahme, dass der engste Querschnitt den Austrittsquerschnitt in die Umgebung darstellt, und dass es sich um eine in Strömungsrichtung kontinuierlich enger werdende Stromröhre handelt, stellen sich die Verhältnisse wie folgt dar.

Der dimensionslose Druck p entspricht dem Verhältnis des Umgebungsdrucks $p_{Umgebung}$ zum Kesseldruck p_0 . Beim Verstärken des Ausströmens aus dem Kessel ausgehend von $p = 1$ - Umgebungsdruck $p_{Umgebung} =$ Kesseldruck p_0 - durch Absenken des Umgebungsdrucks nimmt der ausströmende Massenstrom solange zu, bis sein Maximalwert beim Druckverhältnis p_{krit} erreicht ist. Auch ein weiteres Absenken des Umgebungsdrucks $p_{Umgebung}$ kann daran nichts ändern. Dies führt lediglich dazu, dass es nach dem Austritt des Strahls in die Umgebung zu so genannten Nachexpansionen im Freistrahls kommt. Es ändert aber nicht den Massenstrom im engsten Querschnitt bzw. in der gesamten Stromröhre.

Bei Erreichen des maximalen Massenstroms liegt demzufolge im engsten Querschnitt eine besondere Situation vor. Bei genauerer Analyse ergibt sich, dass die Strömungsgeschwindigkeit v im engsten Querschnitt gerade der Schallgeschwindigkeit c entspricht, welche in Abschnitt 3.2.3 genauer erläutert wird.

Diese Erkenntnis folgt unmittelbar aus der allgemeinen Beziehung für die Machzahl, siehe hierzu auch die Gleichung (3.24), mit Mach als

$$M = \frac{v}{c} \quad (3.8)$$

Aus Gleichung (3.8) ergibt sich in Verbindung mit der spezifischen Gaskonstante $R = c_p - c_v = \text{const.}$, dem Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten $\kappa = c_p/c_v = \text{const.}$, der Gleichung (3.17) und $v_{\max} = \sqrt{2c_p T_0}$ für die Machzahl folgende Gleichung

$$M = \frac{v}{c} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1} \left(p^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - 1 \right)} \quad (3.9)$$

Wird p_{krit} gemäß Gleichung (3.7) in (3.9) eingesetzt, so ergibt sich $M = 1$.

Also kann mit einer sich stetig verengenden Stromröhre als Austrittsgeschwindigkeit in die Umgebung maximal die Schallgeschwindigkeit erreicht werden. Weiterhin zeigt die Gleichung (3.9) für die Mach-Zahl, dass Mach-Zahlen größer 1 möglich sind, wenn p in der Stromröhre unter den kritischen Wert p_{krit} sinkt. Entscheidend ist, dass dieses niedrige Druckverhältnis in der Stromröhre erreicht werden muss und nicht beim Austritt in die Umgebung. Da die Stromdichte ρv bei p_{krit} einen Maximalwert besitzt, fällt sie für $p < p_{krit}$ gegenüber diesem Maximalwert wieder ab. Die Kontinuitätsgleichung 3.5 fordert dann $A > 1$, so dass sich der Strömungsquerschnitt nach dem engsten Querschnitt wieder erweitern muss, um $p < p_{krit}$ in der Stromröhre zu ermöglichen. Nach dem schwedischen Ingenieur de Laval wird diese Anordnung Laval-Düse genannt. Im Abschnitt 3.2.3 wird diese Düsenform genauer erläutert.

Die Strömungszustände im engsten Querschnitt werden als kritische Zustände bezeichnet, wenn die Gesamtanordnung zur Mach-Zahl $M = 1$ in diesem Querschnitt führt. Der Querschnitt selbst wird dann als kritischer Querschnitt A_{krit}^* bezeichnet. Die Größe c_0 ist die Schallgeschwindigkeit bei der Kesseltemperatur T_0 . Die kritischen Größen

$$p_{krit} = \left(\frac{2}{1 + \kappa} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} p_0 \quad (3.10)$$

$$\rho_{krit} = \left(\frac{2}{1 + \kappa} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \rho_0 \quad (3.11)$$

$$T_{krit} = \left(\frac{2}{1 + \kappa} \right) T_0 \quad (3.12)$$

$$c_{krit} = \left(\frac{2}{1 + \kappa} \right)^{\frac{1}{2}} c_0 \quad (3.13)$$

stellen wie die Kesselgrößen charakteristische Werte der betrachteten Strömung dar.

3.2.3 Schallgeschwindigkeit strömender Gase

Zu den Zustandsgrößen die sich bei strömenden Gasen genau messen lassen gehört auch die Schallgeschwindigkeit. Die Schallgeschwindigkeit ist eine wichtige Größe bei der Behandlung von Strömungsprozessen dichte- und temperaturveränderlicher Fluide. In diesen werden größere

Dichteänderungen nicht nur durch Temperaturänderungen, sondern auch durch Druckänderungen hervorgerufen. Der hierbei wichtige isentrope Druck-Dichte-Gradient hängt eng mit der Schallgeschwindigkeit zusammen [9]. Die Schallgeschwindigkeit in Luft beträgt bei einer Temperatur von 0°C und einem Druck von 1,013 bar 331 m/s [1, 42].

Bei dichteveränderlichen Fluiden kann sich eine im Inneren des Fluids erzeugte Druckstörung als Druckwelle wie der Schall in alle Richtungen ausbreiten. Jede lokale Druckänderung bringt auch eine lokale Dichteänderung mit sich, die sich im Strömungsraum ausbreitet. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Druckstörung ergibt sich aus der Formel für die Schallgeschwindigkeit. [64]

$$c^2 = \frac{\text{Druckänderung}}{\text{Dichteänderung}} = \frac{dp}{d\rho} \quad (3.14)$$

Da es sich um schwache Druckänderungen handelt, verläuft der Ausbreitungsvorgang bei konstanter Entropie S . Verhält sich das Fluid dichtebeständig, $\rho = \text{const.}$, das heißt wie ein starrer Körper, dann ergibt sich für die Schallgeschwindigkeit mit Gleichung (3.14) wegen $d\rho = 0$, $c = \infty$. D.h. in solch einem Fluid macht sich eine Druckstörung ohne jede Zeitverzögerung im gesamten Strömungsgebiet bemerkbar.

Für die Schallgeschwindigkeit eines vollkommen idealen Gases gilt nach Gleichung (3.14) in Verbindung mit der Zustandsgleichung idealer Gase $p = \rho RT$ und der Gleichung für die isentrope Zustandsänderung

$$\frac{p_e}{p_a} = \left(\frac{T_e}{T_a} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(\frac{\rho_e}{\rho_a} \right)^{\kappa} \quad \text{mit} \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v} > 1 \quad (3.15)$$

$$\frac{\rho_e}{\rho_a} = \left(\frac{T_e}{T_a} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \quad (3.16)$$

folgender Zusammenhang

$$c = \sqrt{\kappa \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\kappa RT}. \quad (3.17)$$

Die Schallgeschwindigkeit von Gasen ist außer von den Größen κ und R nur noch von der absoluten Temperatur T abhängig. Beim Verhältnis der Schallgeschwindigkeiten in Gleichung (3.18) stellen c_b und T_b Bezugsgrößen dar.

$$\frac{c}{c_b} = \sqrt{\frac{T}{T_b}} \quad (3.18)$$

Für die Ausbreitung einer schwachen Druckstörung in einem dichteveränderlichen Fluid gilt nach Gleichung (3.17) und Gleichung (3.18) unter der Zugrundelegung der isentropen Zustandsänderung nach Gleichung (3.15) folgendes:

$$c^2 = \frac{dp}{d\rho} = \kappa RT = \kappa \frac{p}{\rho} ; \quad \left(\frac{c_2}{c_1} \right)^2 = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.19)$$

Der Zusammenhang zwischen der Schallgeschwindigkeit c und der Strömungsgeschwindigkeit v ergibt sich bei stationärer Strömung aus (3.19) zu

$$c_2^2 = c_1^2 + \frac{\kappa - 1}{2} (v_1^2 - v_2^2) \quad (3.20)$$

Stellt die Stelle (1) des Kontrollfadens 3.2 einen Ruhezustand z.B. einen Kessel oder einen Staupunkt dar, bei dem die Strömungsgeschwindigkeit $v_1 = v_0 = 0$ und die Schallgeschwindigkeit $c_1 = c_0$ ist, dann wird für eine beliebige Stelle (2) in der Stromröhre die örtliche Schallgeschwindigkeit $c_2 = c$ und $v_2 = v$ als Schallgeschwindigkeit des Ruhezustands nach 3.19 berechnet.

$$c = \sqrt{c_0^2 - \frac{\kappa - 1}{2} v^2} \leq c_0 \quad (3.21)$$

$$c_0 = \sqrt{\kappa \frac{p_0}{\rho_0}} = \sqrt{\kappa R T_0} \quad (3.22)$$

Die örtliche Schallgeschwindigkeit c hängt von der örtlichen Geschwindigkeit v ab und ist stets kleiner als c_0 . Sie nimmt mit fallender Geschwindigkeit zu und mit wachsender Geschwindigkeit ab. Im Grenzfall $v = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1}} c_0$ kann sie den Wert $c = 0$ annehmen. Dies entspricht dem Zustand eines Vakuums.

Ist die Geschwindigkeit v gerade gleich der Schallgeschwindigkeit c , so wird dieser kritische Zustand als Laval-Zustand bezeichnet. Entsprechend kann die Laval-Geschwindigkeit $v = c = c_L$ eingeführt werden.

$$c_L = \sqrt{\frac{2}{\kappa + 1}} c_0 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1}} R T_0 \quad (3.23)$$

Im Gegensatz zur ortsveränderlichen Schallgeschwindigkeit c nach 3.21 ist die Laval-Geschwindigkeit c_L nach 3.23 nicht vom Strömungsvorgang abhängig. Sie ist wie die Ruhe-Schallgeschwindigkeit c_0 eine konstante Stoffgröße des betrachteten Gases.

3.2.4 Kennzahlen der Strömung dichteänderlicher Gase

Zur Kennzeichnung des Strömungsverhaltens eines dichteänderlichen Fluids werden geeignete Kennzahlen verwendet. Das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit v zur Schallgeschwindigkeit c wird als Mach-Zahl bezeichnet.

$$M = \frac{\text{Strömungsgeschwindigkeit}}{\text{Schallgeschwindigkeit}} = \frac{v}{c} \quad (3.24)$$

Die Schallgeschwindigkeit ist nach 3.21 von der Strömungsgeschwindigkeit v abhängig. Für ein dichtebeständiges Fluid gilt $c = \infty$ und somit ergibt sich $M = 0$.

Mit Hilfe der Laval-Geschwindigkeit c_L wird die Laval-Zahl als weitere Kennzahl eingeführt:

$$La = \frac{\text{Strömungsgeschwindigkeit}}{\text{Laval-Geschwindigkeit}} = \frac{v}{c_L} \quad (3.25)$$

Hierbei ist die Laval-Geschwindigkeit c_L nach 3.23 für das gesamte Strömungsfeld eine unveränderliche Größe. Somit ist die Laval-Zahl im Gegensatz zur Mach-Zahl ein unmittelbares Maß für die Strömungsgeschwindigkeit $v \sim La$.

In Bild 3.3 sind verschiedene Düsenformen schematisch dargestellt und die entsprechende Strömungsgeschwindigkeit in Bezug auf die Machzahl dargestellt.

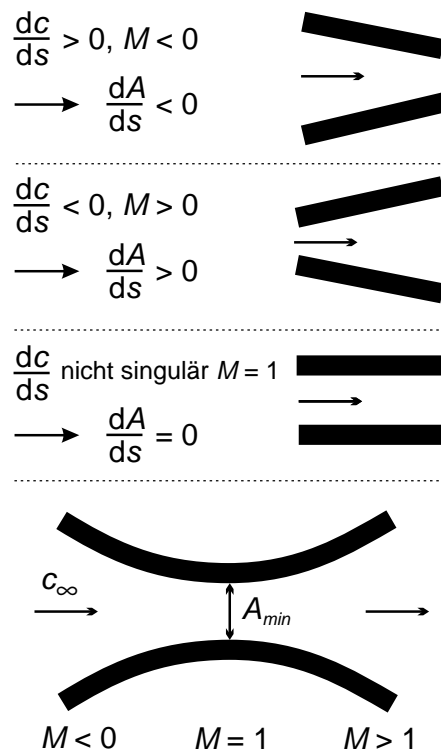


Bild 3.3: Laval-Düse und andere Düsenformen und ihre Wirkung auf die Ausströmgeschwindigkeit in Bezug auf die Mach-Zahl [50, 64]

3.2.5 Stetige, stationäre Strömung bei konstanter Entropie

Stetige Strömungsvorgänge reibungsloser Fluide ohne Wärmeaustausch der einzelnen Fluidelemente untereinander verlaufen bei konstanter Entropie, das heißt isentrop [16, 21, 32, 41, 52]. Die maßgebenden Zustandsänderungen an zwei Stellen (1) und (2) des Kontrollfadens 3.2 stellt die Gleichung

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} \quad (3.26)$$

für das vollkommen ideale Gas dar. Sind die Verdichtungseinflüsse allerdings stärker, so verläuft die Strömung nicht mehr stetig. Handelt es sich um eine Überschallströmung, so treten unstetige Strömungsvorgänge mit Verdichtungsstoß auf.

Das Dichteverhältnis ρ_2/ρ_1 an zwei Stellen längs der Stromfadenachse ist für das ideale Gas in Bild 3.4 über dem Druckverhältnis p_2/p_1 dargestellt.

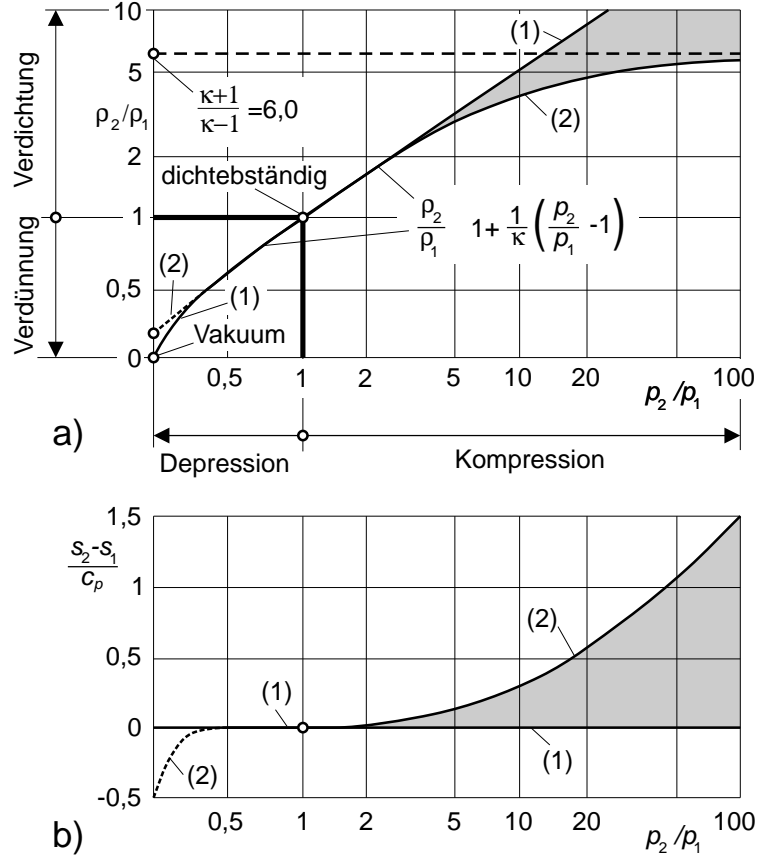


Bild 3.4: Einfluss des Druckverhältnisses bei adiabater Zustandsänderung eines dichteveränderlichen (barotropen) Gases auf: a Dichteverhältnis, b Entropieänderung. (1) Isentrope (adiabat-reversible) Zustandsänderung: mit konstanter Entropie stetig verlaufende Strömung, (2) anisentrope (adiabat-irreversible) Zustandsänderung: mit Verdichtungsstoß [64].

Aus der folgenden Gleichung

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{v_2^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_2}{\rho_2} \quad (3.27)$$

ergibt sich in Verbindung mit Gleichung (3.26) die Strömungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Druckverhältnis.

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + \frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3.28)$$

Je kleiner das Druckverhältnis p_2/p_1 ist, um so größer wird bei gegebener Geschwindigkeit v_1 die Geschwindigkeit v_2 . Die Geschwindigkeit v_2 ist in ihrer Größe nur für $p_2/p_1 = 0$ beschränkt. [64]

3.3 Berechnung des optimalen Kompressor-drucks

Im Folgenden Abschnitt wird eine Formel zur Berechnung des optimalen Kompressor-drucks für die Luftummantelung in Abhängigkeit von der Schlauchlänge l_s und der Düstiefe l_{DT} aufgestellt. Die Grundlagen für die herzuleitende Formel sind die in Abschnitt 3.2 erläuterten Formeln und gasdynamischen Gesetze. In Bild 3.5 ist die Basis des Berechnungsmodells grafisch, mit allen verwendeten Drücken Druckverlusten und Längen dargestellt.

Beim Düsenstrahlverfahren ist die Düse für die Luftummantelung nicht auf Überschallgeschwindigkeit ausgelegt. Deshalb kann die Ausströmgeschwindigkeit der Luft an dieser Düse maximal die Schallgeschwindigkeit erreichen. Ist die kritische Druckdifferenz zwischen dem Kesseldruck im Kompressor und dem Düsenumgebungsdruck erreicht, so tritt die Luft an der Düse mit Schallgeschwindigkeit aus. Nach der Düse findet bei dieser Druckdifferenz wie in Abschnitt 3.2.2 beschrieben eine Überexpansion der ausströmenden Luft statt.

Da die Luft zur Ummantelung und zum Schutz des Düsenstrahls dienen soll, ist eine Überexpansion der eingebrachten Luft weder in Richtung des Düsenstrahls noch in Richtung der umgebenden Suspension im Boden erwünscht. Die Überexpansion der Luft in Richtung des Düsenstrahls beeinträchtigt dessen Schneidkraft. Die Überexpansion in Richtung der umgebenden Suspension führt nachfolgend zu einem Unterdruckgebiet, in das wieder umgebende Suspension einströmt. Die laterale Strömung kann den Düsenstrahl zusammen mit den Druckunterschieden beeinträchtigen, sodass seine Schneidkraft herabgesetzt wird. Der axiale Strömungsvorgang mit alternierenden Über- und Unterdruckgebieten mit lateraler Strömung wiederholt sich solange, bis die überschüssige Energie aufgebraucht ist. Da die Schneidkraft des Düsenstrahls durch eine Austrittsgeschwindigkeit der Luft mit Überschall an der Düse beeinträchtigt wird, ist dieser Zustand beim Düsenstrahlverfahren zu vermeiden.

Über die in Abschnitt 3.2.2 hergeleitete Formel 3.7 für p_{krit} für ideale Gase kann der optimale Druck am Kompressor $p_{Komp_{Opt}}$ in Abhängigkeit vom Düsenumgebungsdruck p_{DU} berechnet werden, bei dem die Ausströmgeschwindigkeit der Luft genau der Schallgeschwindigkeit entspricht.

Um die Gleichung (3.7) verwenden zu können, wird angenommen, dass die Strömung im Gestänge isotherm abläuft, das heißt dass hier keine Reibungs- bzw. Wärmeverluste existieren. Somit liegt der Einstromquerschnitt in die Stromröhre (1) am Spülkopf und der Austrittsquerschnitt (2) an der Düse (siehe Bild 3.5). Der am Spülkopf herrschende Druck p_{Spk} ist der Kompressor-druck minus dem Druckverlust in der Luftleitung, wie er in Abschnitt 3.3.2 experimentell ermittelt wird.

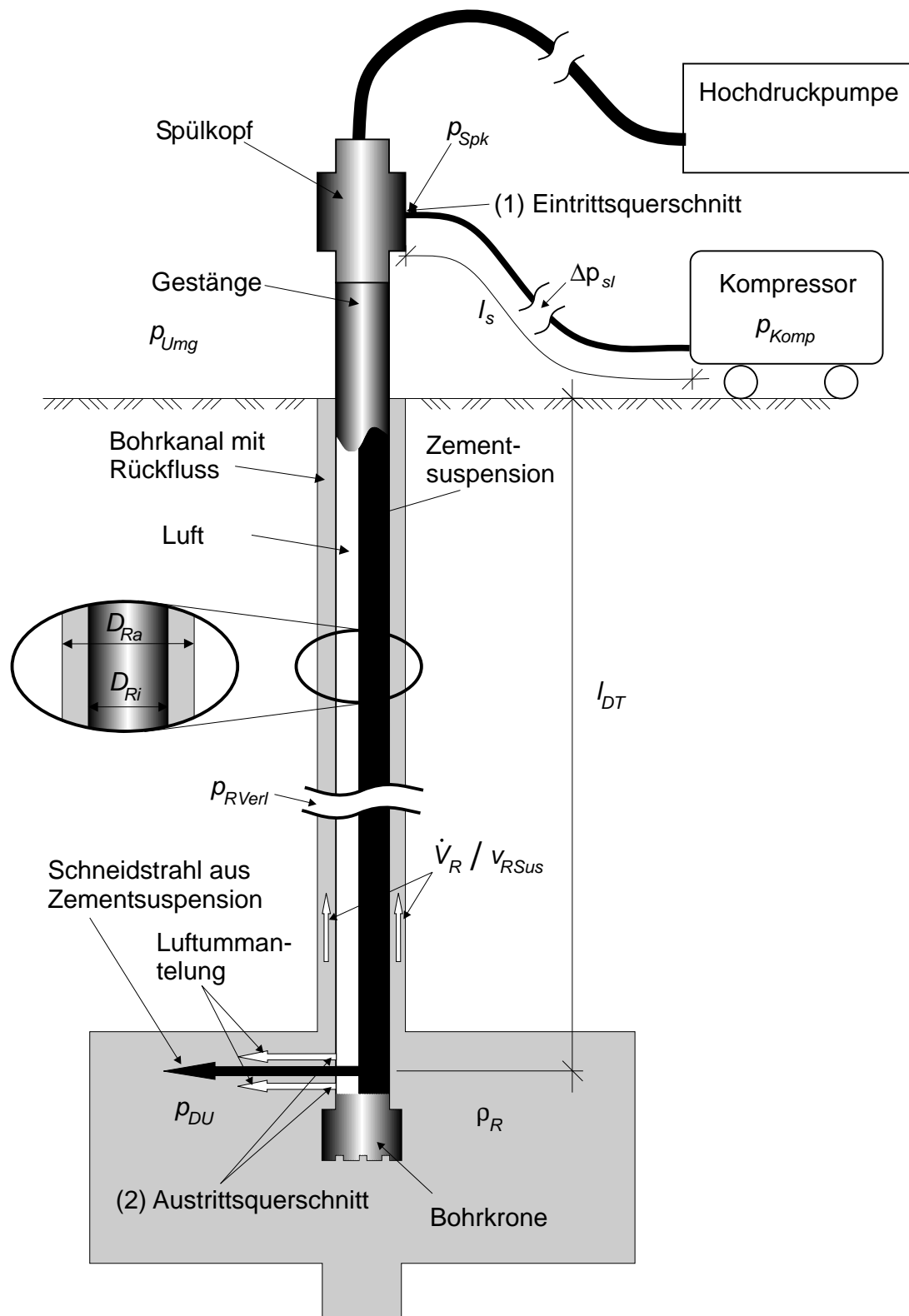


Bild 3.5: Grafische Darstellung des Systems zur Berechnung des optimalen Kompressordrucks mit allen verwendeten Variablen.

Am Austrittsquerschnitt (2) herrscht Düsenumgebungsdruck p_{DU} . Der Düsenumgebungsdruck darf nicht kleiner sein als der kritische Druck p_{krit} , da die Luft sonst mit Überschallgeschwindigkeit austritt. Somit lautet die Gleichung (3.7) im Bezug auf den Druck am Spülkopf wie folgt:

$$p_{krit} = \left(\frac{2}{1 + \kappa} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \cdot p_{Spk} < p_{DU} \quad (3.29)$$

Um das Berechnungsmodell für den optimalen Kompressor-druck in Abhängigkeit von der Bohrtiefe und der Schlauchlänge mit der Gleichung (3.29) und den gerade aufgeführten Annahmen aufstellen zu können, werden die Formeln für die folgenden Parameter benötigt:

- der Düsenumgebungsdruck p_{DU} , das heißt der Druck im Düsenstrahlelement (siehe Bild 3.5).
- der Druckverlust vom Kompressor bis zur Düse Δp_{sl} in Abhängigkeit von der Schlauchlänge l_s (siehe Bild 3.5). Dieser Wert wird experimentell für die im Spezialtiefbau standardmäßig eingesetzten Schläuche ermittelt (siehe Abschnitt 3.3.2).

Der Düsenumgebungsdruck wird anhand folgender Gleichung berechnet:

$$p_{DU} = p_{Umg} + \rho_R \cdot g \cdot l_{DT} + p_{RV_{erl}} \quad (3.30)$$

Der Umgebungsdruck p_{Umg} ist gegeben und der hydrostatische Druck ist abhängig von der Bohrtiefe l_{DT} und der Dichte der Rückflusssuspension ρ_R . Im folgenden Abschnitt wird die Formel zur Berechnung des Reibungsverlustes des Rückflusses im Rückflusskanal $p_{RV_{erl}}$ aufgestellt (siehe Bild 3.5).

3.3.1 Berechnung des Reibungsverlustes im Rückflusskanal

3.3.1.1 Geometrie des Rückflusskanals

Um die Geometrie des Kanals, in dem der Rückfluss zum Bohrlochmund aufsteigt (siehe Bild 3.5) zu vereinfachen, wird angenommen, dass der Bohrkanal kreisrund ist und primär den Durchmesser der Bohrkronen von 195 mm hat. Weiterhin wird aufgrund von Erfahrungswerten der BAUER Spezialtiefbau GmbH angenommen, dass der Bohrkanal im Verlauf des Düsenvorgangs von der Rückflusssuspension durch Erosion um 20 % vergrößert wird. Somit ist der Durchmesser der äußeren Begrenzung des Rückflusskanals D_{Ra} für die weiteren Berechnungen festgelegt. Die innere Begrenzung des Rückflusskanals D_{Ri} stellt das Gestänge dar, welches beim Düsenstrahlverfahren standardmäßig den Durchmesser 133 mm hat.

Nach diesen geometrischen Annahmen kann der hydraulische Durchmesser des Rückflusskanals mit der folgenden Formel aus [63] berechnet werden.

$$D_{hyd} = \frac{4A}{U} \quad (3.31)$$

$$D_{hyd} = \frac{D_{Ra}^2 - D_{Ri}^2}{D_{Ri} + D_{Ra}} = 70,5mm \quad (3.32)$$

3.3.1.2 Mittlere Strömungsgeschwindigkeit in Rohren

Die Viskosität des strömenden Fluids bewirkt, dass an der festen Innenwand eines Rohres - im Gegensatz zur reibungslosen Strömung - eine Wandschubspannung auftritt. Die Haftbedingung hat zur Folge, dass das Fluid an der Wand zur Ruhe kommt und sich der Strömungsverlauf über den Rohrquerschnitt verändert. Eine am Rohranfang über den Querschnitt zunächst konstante Geschwindigkeitsverteilung wird weiter stromabwärts ungleichmäßig, da die Geschwindigkeit an der Wand mit dem Wert null beginnend zur Rohrmitte bis zu einem Maximum ansteigt. Wie in Bild 3.7 für eine laminare Strömung dargestellt, wird nach der Einlaufstrecke von einer vollausgebildeten, unbeschleunigten Rohrströmung gesprochen.

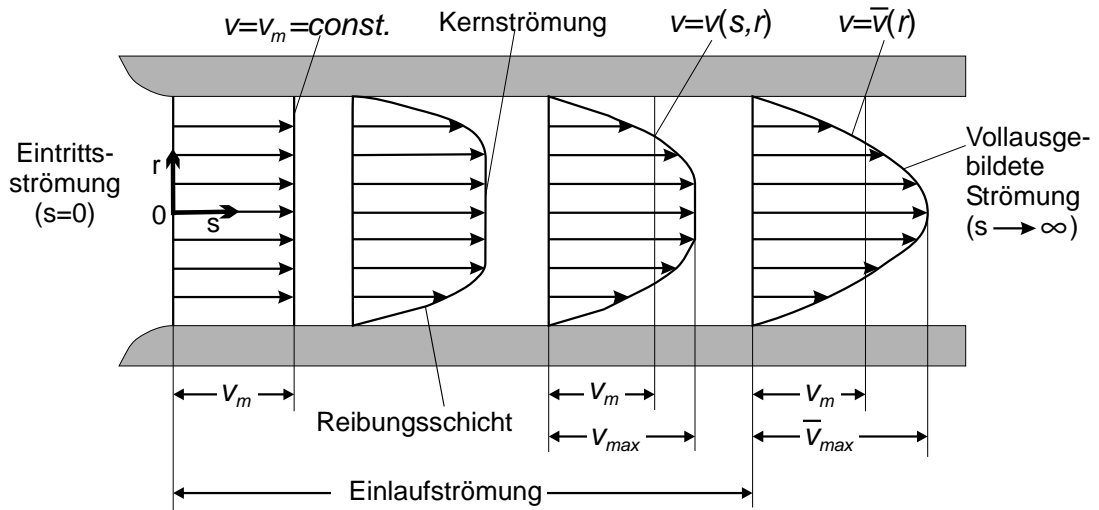


Bild 3.6: Entwicklung der Geschwindigkeitsverteilung im Einlauf eines Rohres vom gleichmäßigen bis zum vollausgebildeten Geschwindigkeitsprofil, dargestellt für eine laminare Strömung [64]

Bei kreisförmigen Rohrquerschnitten stellt sich je nach Strömungsart (laminar oder turbulent) das Geschwindigkeitsprofil $v(r)$ entsprechend Bild 3.7 ein, wobei insbesondere

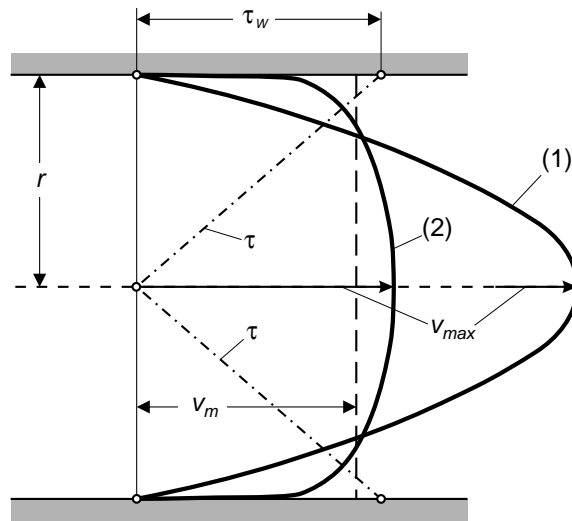


Bild 3.7: Darstellung des laminaren (1) und des turbulenten (2) Geschwindigkeitsprofils für ein Rohr mit kreisförmigen Querschnitt [64]

gilt:

$$r = R \Rightarrow v = 0 \quad (3.33)$$

$$r = 0 \Rightarrow v = v_{max} \quad (3.34)$$

Für ein kreisförmiges Rohr nach Bild 3.7 wird die mittlere Strömungsgeschwindigkeit v_m mit dem Ringquerschnitt $dA = 2\pi r dr$ und dem Gesamtquerschnitt $A = \pi R^2$ wie folgt ermittelt:

$$v_m = \frac{2}{R^2} \int_0^R v(r) r dr \quad (3.35)$$

Zur Berechnung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit des Rückflusses v_{mR} im Rückflusskanal wird angenommen, dass der Volumenstrom des Rückflusses \dot{V}_R genauso groß ist wie der Volumenstrom aus Wasser \dot{V}_{Wasser} und Zementsuspension \dot{V}_{Susp} , der je nach Phasen-System (siehe Abschnitt 1.3) in das Düsenstrahlelement eingebracht wird. Der eingebrachte Luftvolumenstrom \dot{V}_{Luft} wird bei diesem Rechenmodell vernachlässigt, um die Berechnung zu vereinfachen. Die Frage der Zulässigkeit dieser Vereinfachung kann an dieser Stelle nicht abschließend beantwortet werden. Allerdings zeigen die Ergebnisse der weiteren Rechnung eine gute Übereinstimmung mit der Realität 3.3.3, so dass die Vereinfachung an dieser Stelle als zulässig angesehen wird. Der Volumenstrom des Rückflusses ergibt sich dann wie folgt:

$$\dot{V}_R = \dot{V}_{Wasser} + \dot{V}_{Susp} \quad (3.36)$$

Mit dieser Annahme kann die mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Rückflusses im

Rückflusskanal v_{mR} mit Gleichung (3.35) wie folgt berechnet werden:

$$v_{mR} = \frac{\dot{V}_R}{A} = \frac{\dot{V}_R}{\frac{\pi}{4} (D_{Ra}^2 - D_{Ri}^2)} \quad (3.37)$$

Welche Strömungsart in einer Rohrleitung vorliegt, hängt von der Größe der Reynolds-Zahl und von der Rauheit der inneren Rohrwand ab. Die Reynolds-Zahl lautet wie folgt [17, 25, 33, 34, 50]:

$$Re = \frac{v_m \cdot D}{\nu} = \frac{v_{mR} \cdot D}{\nu} \quad (3.38)$$

Die Reynolds-Zahl, bei welcher der Wechsel von der laminaren in die turbulente Strömung eintritt beträgt $Re_u = 2320$. Unterhalb dieses Wertes verläuft die Strömung laminar, während sie oberhalb dieses Grenzwertes turbulent verläuft. Für den Rückfluss im Rückflusskanal wird für jedes Phasen-System des Düsenstrahlverfahrens ein turbulentes Strömungsprofil angenommen. Im folgenden Abschnitt wird der Reibungsverlust für eine vollkommen ausgebildete turbulente Strömung des Rückflusses im Rückflusskanal berechnet.

3.3.1.3 Reibungsverlust im Rückflusskanal

Für eine vollausgebildete Strömung durch ein Rohr mit konstantem Querschnitt A und der Länge L kann der Verlust an fluidmechanischer Energie infolge von Wandreibung nach dem erstmalig von Darcy und Weisbach angegebenen Rohrreibungsgesetz aus [64] berechnet werden. Mit den entsprechenden Variablen aus Bild 3.5, wobei l_{dt} den Abstand zwischen Geländeoberkante und dem Düsenstrahl darstellt, lautet das Rohrreibungsgesetz wie folgt:

$$p_{RVerl} = \lambda \cdot \frac{l_{DT}}{D_{hydr}} \cdot \frac{\rho_R}{2} \cdot v_{mR}^2 \quad (3.39)$$

Laut [64] ist die Rohrreibungszahl λ für laminare und turbulente Strömungen abhängig von der Reynolds-Zahl Re , das heißt es gilt: $\lambda = \lambda(Re)$. Die Rohrrinnenwände sind aus technischer Sicht mehr oder weniger rau. Das heißt die Rohrreibungszahl ist nicht nur von der Reynolds-Zahl, sondern auch von einer anderen dimensionslosen Größe abhängig, welche die Wandrauheit ausdrückt. Zur Beschreibung der Wandrauheit wird das Verhältnis k/D , das heißt die Rauheitshöhe k zum Rohrdurchmesser D , verwendet. Somit gilt $\lambda = \lambda(Re, k/D)$. Kann die Rohrwandung aus fluidmechanischer Sicht als vollkommen rau angenommen werden, dann hängt die Rohrreibungszahl nur vom Rauheitsparamter $\lambda = \lambda(k/D)$ ab.

Die Rauheitshöhe k hängt von der Wandbeschaffenheit des Rohres und der Durchströmungsart ab. Für den hier vorliegenden Fall werden folgende Annahmen getroffen:

- Die Beschaffenheit des erdseitigen Teils des Bohrkanals wird als sehr rau und unregelmäßig angenommen.

- Des weiteren wird - wie schon in Abschnitt 3.3.1.2 dargestellt - angenommen, dass die Strömung des Rückflusses im Bohrkanaal turbulent und vollkommen ausgebildet ist.

Mit diesen Annahmen ergibt sich nach Tabelle 3.1 für die Rauheitshöhe ein Bereich von $k = 10..20$ mm. Die Gleichung zur Berechnung der Rohrreibungszahl für das fluid-mechanisch vollkommen raue Rohre wird wie folgt angegeben [64]:

$$\lambda = \left[1,14 - 2,0 \cdot \log \left(\frac{k}{D} \right) \right]^{-2} \quad (3.40)$$

Nr.	Wandbeschaffenheit	Beispiele	k in mm
1	besonders glatt, das heißt annähernd fluid-mechanisch glatt	Glas, Metall, Gummi, Kunststoff (gezogen, gepresst, poliert, geschliffen, extrudiert, lackiert)	$\leq 0,002$
2	technisch glatt	wie Nr. 1 jedoch nicht so sorgfältig hergestellt, nahtlose Stahlrohre	$\leq 0,05$
3	mäßig rau	Schleuderbeton, Sonderbeton, Steinzeug, asphaltierte Rohre, Rohre mit Kunststoffauskleidung	0,25 ... 0,5
4	rau	wie Nr. 3, jedoch mit leichten bis mittleren Verkrustungen, Beton ohne besondere Güte, raues Holz, regelmäßiges Mauerwerk, genietete Rohre	0,5 ... 2,0
5	sehr rau und unregelmäßig	Schlechte Ausführung von Nr. 4, mit schlechten Stoßstellen, Fugen, Querlaschen, starken Verkrustungen durch langjährigen Betrieb	10 ... 20

Tabelle 3.1: Werte für technische Rauheitshöhen in turbulent durchströmten geraden Rohren [64]

Durch das Einsetzen der Gleichungen (3.32) und (3.37) in die Gleichung (3.39) ergibt sich folgende Formel zur Berechnung des Druckverlustes im Rückflusskanal durch Reibung:

$$p_{RV_{erl}} = 8 \cdot l_{DT} \cdot \dot{V}_R^2 \cdot \lambda \cdot \rho_{Sus} \cdot \frac{D_{R_i} + D_{R_a}}{(D_{R_a}^2 - D_{R_i}^2)^3} \quad (3.41)$$

Nach dem Einsetzen der Gleichung (3.41) in die Gleichung (3.30) ergibt sich die Gleichung für den Düsenumgebungsdruck im Düsenstrahlelement:

$$p_{DU} = p_{Umg} + \rho_{Sus} \cdot l_{DT} \left[g + 8 \cdot \lambda \cdot \dot{V}_R^2 \cdot \frac{D_{R_i} + D_{R_a}}{(D_{R_a}^2 - D_{R_i}^2)^3} \right] \quad (3.42)$$

3.3.2 Bestimmung des Druckverlusts in der Druckluftleitung

Die Druckverluste in der Druckluftleitung zwischen Kompressor und Spülkopf Δp_{sl} (siehe Bild 3.5) wurden experimentell bestimmt, da die aus der Reibung resultierenden Druckverluste in der Druckluftleitung sehr stark vom verwendeten Schlauchtyp und den verwendeten Kupplungen abhängig sind. Das bedeutet, dass die hier dargestellten Ergebnisse nicht allgemein gültig sind. Sie gelten nur für den FORMAT-Pressluftschlauch mit einem Innendurchmesser von 1" in Verbindung mit Kordelkupplungen vom Typ Flottmann. Wird ein anderer Schlauchtyp verwendet, so muss die Bestimmung des Druckverlustes für diesen Schlauch ebenfalls experimentell erfolgen.

Zur experimentellen Bestimmung des Druckverlustes wurden zwischen dem Kompressor und der ersten Messstation mit Massenstrommesser, Manometer und Kugelhahn 10 m Schlauch eingebaut. Zwischen der ersten Messstation und dem auf den Düsenträger geschraubten Spülkopf mit Manometer (Messstation 2) wurden verschiedene Schlauchlängen eingebaut und für verschiedene Drücke bei Messstation 1 der entsprechende Druck bei Messstation 2 gemessen. Der Druckverlust ergibt sich dann aus dem Druckunterschied zwischen Messstation 1 und 2.

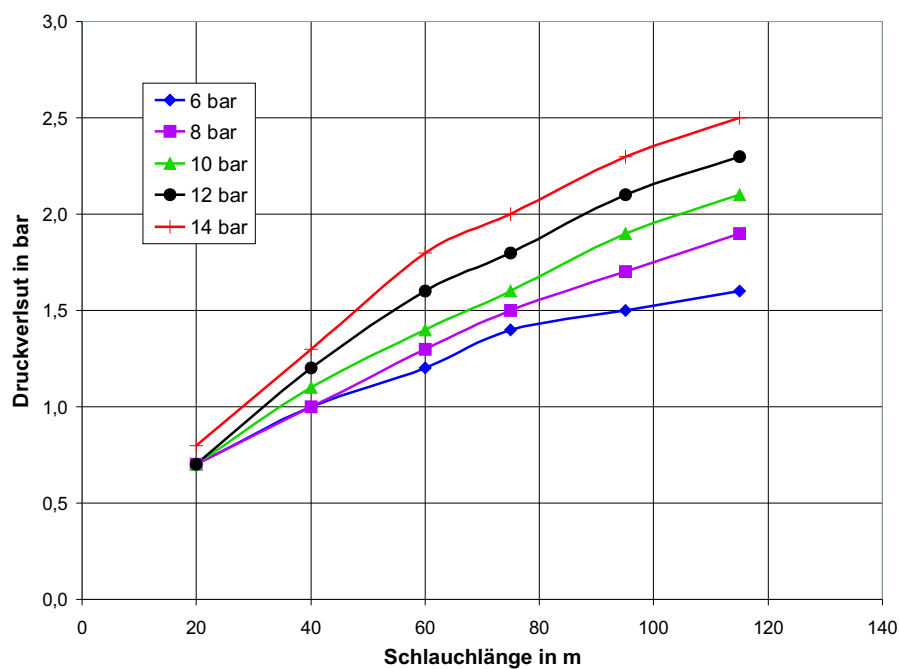


Bild 3.8: Druckverlust im Luftschlauch in Abhängigkeit von der Schlauchlänge und vom Kompressordruck.

Der Druckverlust im Schlauch wird für 6 bar, 8 bar, 10 bar, 12 bar und 14 bar Kompressordruck und Schlauchlängen von 20 m, 40 m, 60 m, 75 m, 95 m und 115 m ermittelt.

Die Ergebnisse sind in Bild 3.8 zweidimensional und in Bild 3.9 dreidimensional als Approximation dargestellt.

Aus der dreidimensionalen Approximation der Ergebnisse (siehe Bild 3.9) wird folgende Formel zur Berechnung des Druckverlusts Δp_{sl} im verwendeten Luftschlauch in Abhängigkeit vom Kompressor-druck p_{Komp} und der Länge des Luftschlauches l_s mit einer polynomialen Regression ermittelt.

$$\Delta p_{sl}(l_s; p_{Komp}) = 0,548 - 2,05 \cdot 10^{-3} \cdot p_{Komp} + 3,84 \cdot 10^{-3} \cdot l_s + 1,043 \cdot 10^{-3} \cdot p_{Komp} \cdot l_s \quad (3.43)$$

Somit lautet die Gleichung für den in (3.29) benötigten Druck am Spülkopf p_{Spk} , der ent-

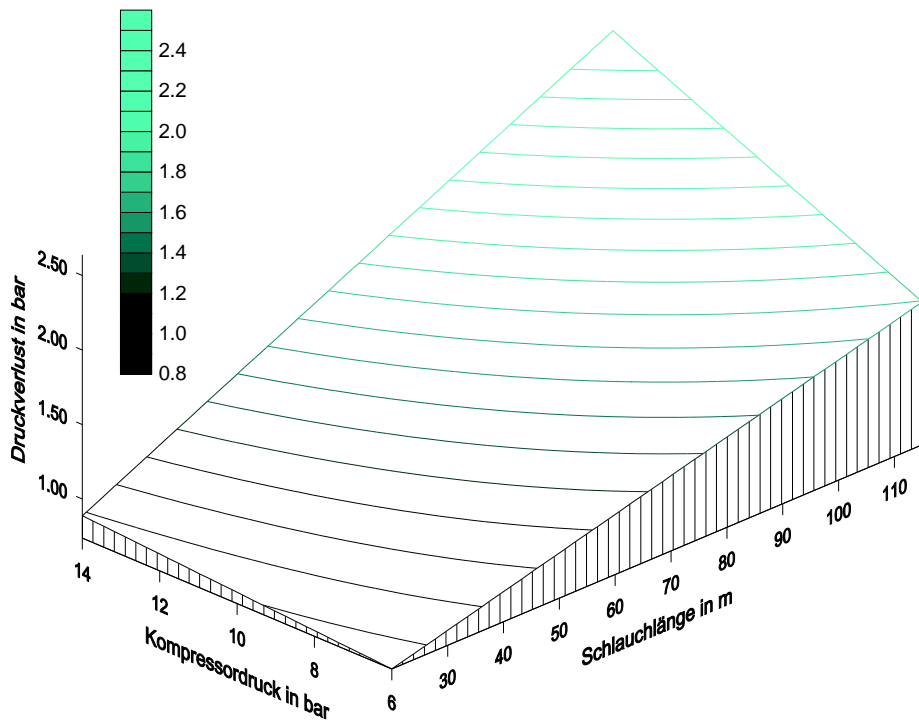


Bild 3.9: Dreidimensionale Darstellung der Versuchsergebnisse zum Druckverlust im Luftschlauch in Abhängigkeit von der Schlauchlänge und dem Kompressor-druck.

sprechend Bild 3.2 den Druck am Einströmquerschnitt (1) in die zu berechnende Stromröhre darstellt, wie folgt:

$$p_{Spk} = p_{Komp} - \Delta p_{sl} \quad (3.44)$$

$$p_{Spk} = 1,00205 \cdot p_{Komp} - 3,84E^{-3} \cdot l_s - 1,043E^{-3} \cdot l_s \cdot p_{Komp} - 0,548 \quad (3.45)$$

Zur Berechnung des optimalen Kompressor-drucks $p_{Komp_{Opt}}$ darf die Luft am Düsenaustritt gerade noch nicht mit Überschallgeschwindigkeit austreten. Dieser Fall liegt dann vor,

wenn gilt:

$$p_{DU} = p_{krit} = \left(\frac{2}{1 + \kappa} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \cdot p_{Spk} \quad (3.46)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (3.42) und Gleichung (3.45) in die Gleichung (3.46) ergibt sich folgender Ausdruck:

$$p_{Umg} + \rho_{Sus} \cdot l_{DT} \cdot \left[g + 8 \cdot \lambda \cdot \dot{V}_R^2 \cdot \frac{D_{Ri} + D_{Ra}}{(D_{Ra}^2 - D_{Ri}^2)^3} \right] = \left(\frac{2}{1 + \kappa} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \cdot (1,00205 \cdot p_{KompOpt} - 3,84E^{-3} \cdot l_s - 1,043E^{-3} \cdot l_s \cdot p_{Komp} - 0,548) \quad (3.47)$$

Durch die Auflösung der Gleichung (3.47) nach $p_{KompOpt}$ ergibt sich nachfolgende Gleichung für den optimalen Kompressor Druck, bei dem die Luft gerade noch nicht mit Überschallgeschwindigkeit ausströmt.

$$p_{KompOpt} = \frac{\frac{p_{Umg} + \rho_R \cdot l_{DT} \cdot \left[g + 8 \cdot \lambda \cdot \dot{V}_R^2 \cdot \frac{D_{Ri} + D_{Ra}}{(D_{Ra}^2 - D_{Ri}^2)^3} \right]}{100000 \cdot \left(\frac{2}{1 + \kappa} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} + 0,548 + 3,84 \cdot 10^{-3} \cdot l_s}{1,00205 - 1,043 \cdot 10^{-3} l_s} \quad (3.48)$$

Mit Gleichung (3.48) kann der optimale Kompressor Druck in Abhängigkeit von der Schlauchlänge l_s und der Düstiefe l_{DT} nach der Wahl der folgenden Parameter berechnet werden:

- Umgebungsdruck $p_{Umg} = \text{Atmosphärendruck}$
- Dichte des Rückflusses ρ_R
- Volumenstrom des Rückflusses \dot{V}_R :
 - Dieser entspricht beim 2-Phasenverfahren mit Luft nach der Annahme aus Abschnitt 3.3.1.2 dem Volumenstrom der Zementsuspension \dot{V}_{Sus} .
 - Beim 3-Phasenverfahren setzt sich der Volumenstrom des Rückflusses aus dem Volumenstrom des Schneidwassers und der Zementsuspension zusammen, es gilt somit: $\dot{V}_R = \dot{V}_{Wasser} + \dot{V}_{Sus}$.
- Innendurchmesser des Rückflusskanals, bzw. Außendurchmesser des Gestänges D_{Ri}
- Außendurchmesser des Rückflusskanals D_{Ra} , dieser ergibt sich aus dem Durchmesser der Bohrkronen + Zuschlag
- Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten κ_L
- Technische Rauheitshöhe k für die Wand des Bohrkanals. Bei turbulent durchströmten Rohren liegt k zwischen 10 und 20 mm (siehe Tabelle 3.1).

3.3.3 Beispielhafte Berechnung

Die beispielhaft gewählten Parameter sind in Tabelle 3.2 dargestellt. Mit den gewählten

p_{Umg} [N/mm ²]	ρ_R [kg/m ³]	V_{Sus} m ³ /s	V_{Wasser} m ³ /s	D_{Ri} in m	D_{Ra} in m	κ_L -	k in m
101300	2100	0,00633	0	0,133	0,234	1,4	0,02

Tabelle 3.2: Gewählte Parameter zur Berechnung des optimalen Kompressor-drucks in Abhängigkeit von der Länge des Luftschlauches und der Bohrtiefe.

Parametern aus Tabelle 3.2 ergibt sich aus Gleichung (3.48) folgender Ausdruck, in dem der Kompressor-druck nur noch von der Länge des Luftschlauches l_s und der Düstiefe l_{DT} abhängig ist:

$$p_{Komp_{opt}} = \frac{2,465 + 0,404 \cdot l_{DT} + 3,84 \cdot 10^{-3} \cdot l_s}{1,00205 - 1,043 \cdot 10^{-3} \cdot l_s} \quad (3.49)$$

In Bild 3.10 ist die Gleichung (3.49) dreidimensional dargestellt.

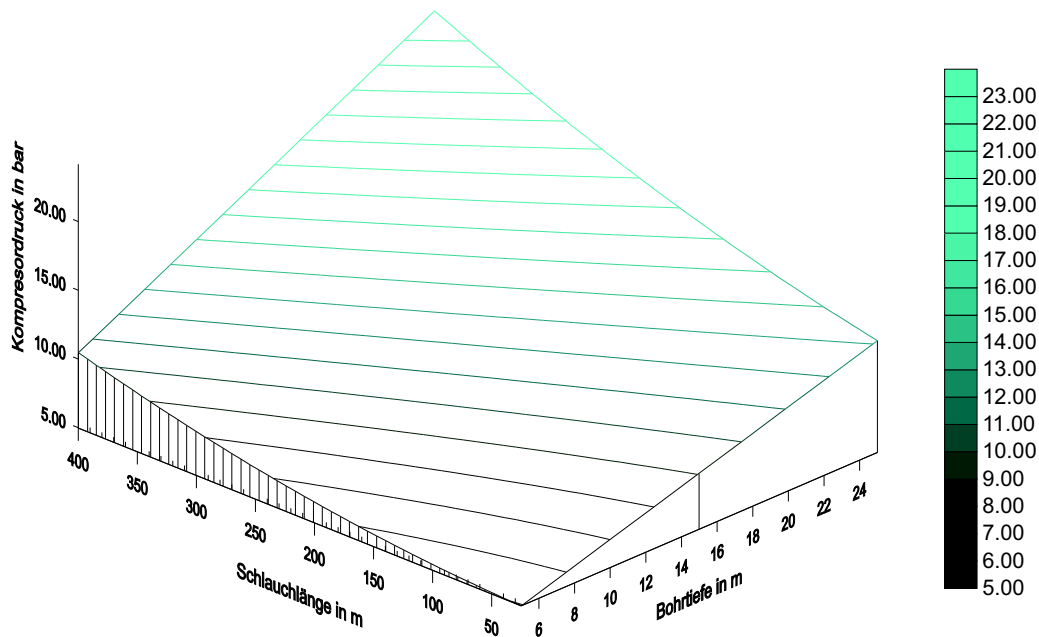


Bild 3.10: Optimaler Kompressor-druck in Abhängigkeit von der Länge des Luftschlauches und der Düstiefe

Bei einer Schlauchlänge von 100m und einer Düstiefe von 20m ergibt sich ein rechnerischer optimaler Kompressor-druck von ca. 12.2 bar. Dieser Wert stimmt mit dem in der Praxis bei der Erstellung zahlreicher Düsenstrahlsolen ermittelten optimalen Kompressor-druck von 12 bar gut überein.

3.4 Gesamtdruckverteilung im Luftstrahl verschiedener Düsenträger und Düsen

Mit der in Abschnitt 2.5 vorgestellten Pitot-Sonde wird die Verteilung des Gesamtdrucks bei verschiedenen Kombinationen von Düsenträgern und Düsen untersucht. Für diese Versuche stehen insgesamt drei verschiedene Düsenträger und drei verschiedene Düsen zur Verfügung, deren Querschnittsverlauf des Luftkanals in Bild 3.11 grafisch dargestellt ist.

Die zu untersuchenden Düsenträger unterscheiden sich in Bezug auf die Luftummantelung in folgenden Punkten:

- Führung des Luftkanals im Düsenträger.
- Querschnitte des Luftkanals.
- Anströmung der Düse
- Anzahl der 90° Knicke im Luftkanal.

Die Verlustquellen eines Krümmers lauten wie folgt [18]:

- Ablösungsverluste an der inneren Krümmung
- Reibungsverluste
- Verluste durch Sekundärströmungen

Die hier aufgeführten Unterschiede zwischen den Düsenträgern sind in Bild 3.11 grafisch dargestellt. Anhand der in Bild 3.11 dargestellten Systemschnitte des Luftkanals im Düsenhalter und der Schnitte durch die Düse werden die zu testenden Kombinationen auf die Voraussetzungen für das Zustandekommen der Schallgeschwindigkeit am Düsenaustritt überprüft. Die grundlegende Voraussetzung, damit am Düsenaustritt Schallgeschwindigkeit entstehen kann, ist die Gestaltung des Luftkanals im Düsenhalter und in der Düse, so dass der engste Querschnitt des Luftkanals am Austrittsquerschnitt der Luftdüse liegt (siehe Abschnitt 3.2.2).

Die Tabelle 3.3 zeigt die möglichen Kombinationen von Düsenträgern und Düsen sowie die Bezeichnung der jeweiligen Kombinationen im weiteren Verlauf der Arbeit.

	Düsenträger 1	Düsenträger 2	Düsenträger 3
Düse 1	Kombination 1	Kombination 2	-
Düse 2	Kombination 3	Kombination 4	-
Düse 3	-	-	Kombination 5

Tabelle 3.3: Mögliche Kombinationen der zu testenden Düsenträger und Düsen

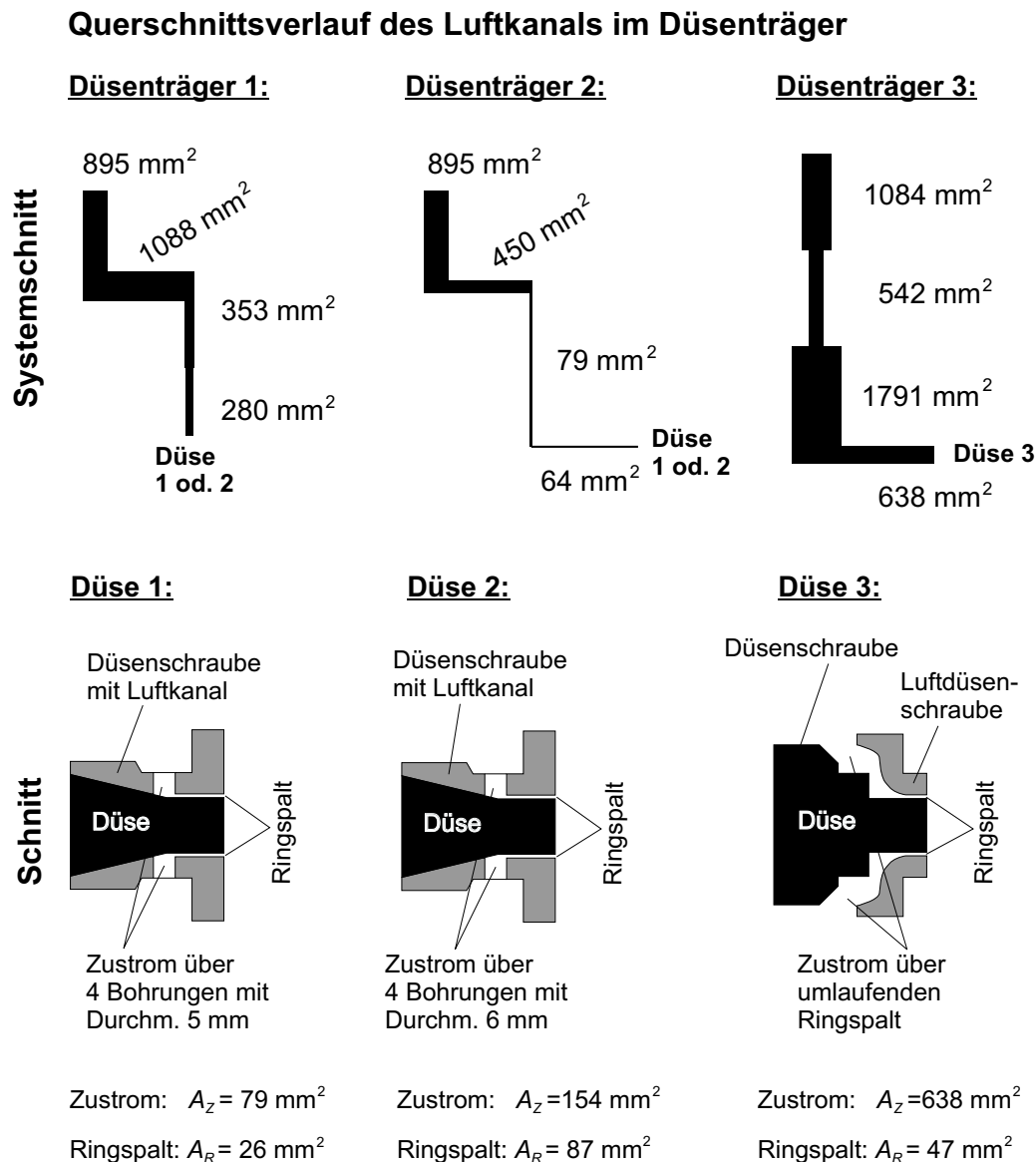


Bild 3.11: Querschnittsverlauf des Luftkanals in den Düsenträgern und Düsen mit Angabe der Querschnittsflächen

Bei den möglichen Kombinationen mit Düsenträger 1 ist diese Voraussetzung erfüllt. Bei Düsenträger 2 ist diese Voraussetzung nur in Kombination mit der Düse 1 erfüllt, nicht aber mit Düse 2. Mit Düse 2 liegt der engste Querschnitt im Zustromkanal zur Düse (siehe Bild 3.11). Dies führt dazu, dass bei Kombination 4 (siehe Tabelle 3.3) keine Überschallgeschwindigkeit am Düsenaustritt entstehen kann. Die Auswirkungen dieser Geometrie auf die Druckverteilung am Düsenaustritt wird in Abschnitt 3.4.3 diskutiert.

Die Anzahl der 90°-Krümmer im Luftkanal führen bei den verschiedenen Düsenträ-

r_m/d	1	2	4	6	10
ζ glatt	0,21	0,14	0,11	0,09	0,11
ζ rauh	0,51	0,30	0,23	0,18	0,20

Tabelle 3.4: Für 90°-Krümmer ergeben sich folgende ζ -Werte, in Abhängigkeit vom mittleren Radius und der Beschaffenheit des Rohres [18]

gern zu unterschiedlichen Verlusten. Düsenträger 1 hat zwei 90°-Krümmer, Düsenträger 2 hat drei 90°-Krümmer und Düsenträger 3 einen 90°-Krümmer im Luftkanal kurz vor der Düse. Die Verluste in den Krümmern werden zweckmäßigerweise mit dem Staudruck der durchschnittlichen Rohrgeschwindigkeit verglichen. Die durchschnittliche Geschwindigkeit der Luft im Rohr wird mit v_{ml} bezeichnet. Somit ergibt sich der folgende Verlustkoeffizient pro Krümmer [18]:

$$\Delta p_K = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{ml}^2 \quad (3.50)$$

Die ζ -Werte können in Abhängigkeit vom Verhältnis des mittleren Krümmerradius r_m zum Krümmerquerschnitt d sowie der Beschaffenheit der Rohrwandung, das heißt glatt oder rau, anhand von Tabelle 3.4 bestimmt werden. Für weiterführende Informationen sei auf folgende Literatur verwiesen [6, 18, 50, 64]. Eine genaue Berechnung der Krümmerverluste bei den einzelnen Düsenträgern wird in dieser Arbeit nicht durchgeführt. Der Vergleich der Düsenträger wird in Abschnitt 3.4.3 anhand der auf dem Prüfstand mit der Pitot-Sonde bestimmten Gesamtdruckverteilung durchgeführt.

Der Düsenträger 3 ist eine Entwicklung auf der Basis der Düsenträger 1 und 2. Der Luftkanal des Düsenträgers 3 ist so gestaltet, dass er eine bessere Anströmung der Lufterdüse gewährleistet, was zu einer gleichmäßigeren Luftummantelung führen soll. Deshalb hat der Luftkanal im Düsenträger 3 nur einen Krümmer kurz vor der Düse und durchgehend größere Querschnitte als die Düsenträger 1 und 2 (siehe Bild 3.11).

Die zu untersuchenden Lufterdüsen unterscheiden sich in folgenden Punkten:

- Größe des Ausströmquerschnittes
- Art des Zustroms in die Lufterdüse (Bohrungen oder Ringspalt)
- Größe des Zustromquerschnittes in die Lufterdüse
- Einteilige/Zweiteilige Düse

Bei den einteiligen Düsen (Düse 1 und 2) wird die gesinterte Hochdruckdüse in die aus Stahl gedrehte Düsenschraube eingeklebt. Durch das Einkleben der Hochdruckdüse entsteht der Ringspalt der Lufterdüse. Bei Düse 1 und 2 wird der Ringspalt der Lufterdüse über vier Bohrungen, die jeweils um 90° versetzt um den Ringspalt angeordnet sind, mit Luft versorgt. Der Unterschied zwischen Düse 1 und 2 liegt in der Größe des Ringspaltes und der vier Versorgungsbohrungen (siehe Bild 3.11).

Die zweiteilige Düse besteht aus zwei Düsenschrauben, eine Düsenschraube zum Einkleben der Hochdruckdüse und einer extra Luftdüsenschraube. Die Luftdüsenschraube stellt die äußere Berandung des Ringspaltes dar (siehe Bild 3.11), durch den die Luft strömt. Der Vorteil dieser Konstruktion liegt im durchgängigen, sich kontinuierlich bis zum Ausströmquerschnitt verengenden Luftkanal in der Düse. Dies führt zu einer kontinuierlichen Beschleunigung der Luft über den gesamten Querschnitt des Ringspaltes.

Aus den in Tabelle 3.3 dargestellten möglichen Kombinationen aus Düsenträger und Düsenschraube wird die Gesamtdruckverteilung für die Kombinationen 1, 3, 4 und 5 mit der Pitot-Sonde (wie in Abschnitt 2.5 beschrieben) untersucht.

Um die Messergebnisse der Pitot-Sonde beurteilen zu können, wird im folgenden Abschnitt definiert, welche Aufgaben die Luftummantelung beim Düsenstrahlverfahren hat und wie die Gesamtdruckverteilung einer optimalen Luftummantelung aussieht.

3.4.1 Definition Gesamtdruckverteilung bei optimaler Luftummantelung

Die Luftummantelung hat nach [37] die Aufgabe, den Düsenstrahl zu bündeln und somit die Reichweite des Düsenstrahls zu vergrößern. Zusätzlich muss die Luftummantelung im Stande sein, den Düsenstrahl vor der umgebenden Suspension zu schützen (siehe Bild 3.12). Deshalb muss die optimale Gesamtdruckverteilung im Luftstrahl folgende Eigenschaften haben:

- Sie muss radial um den Düsenstrahl herum einen gleichmäßigen Druck haben.
- Sie muss parallel zum Düsenstrahl verlaufen.
- Der Druck darf nicht in Richtung des Düsenstrahls größer werden.
- In der Achse des Düsenstrahls, d.h. an den Messpunkten 24 und 34 (siehe Bild 2.10), sollte kein Druck messbar sein.

Die Messreihen mit der Pitot-Sonde werden so durchgeführt, dass die Messergebnisse auf die hier festgelegten Eigenschaften hin überprüft werden können (siehe Abschnitt 2.5.3). Im folgenden Abschnitt wird der optimale theoretische Kompressordruck, bei dem am Düsenaustritt noch keine Überschallgeschwindigkeit auftritt, für die Versuche mit der Pitot-Sonde und zum Vergleich für ein Düstiefe l_{DT} von 20 m berechnet.

Im Abschnitt 3.4.3 werden die Messergebnisse der Versuche mit Pitot-Sonde bei den in Tabelle 3.3 dargestellten Kombinationen 1, 3, 4 und 5 für einen Kompressordruck von 8 bar dargestellt und entsprechend den geforderten Eigenschaften für die Gesamtdruckverteilung beurteilt. Im Anhang B sind die Ergebnisse der Versuche für einen Kompressordruck von 10 bar, 12 bar und 14 bar grafisch dargestellt.

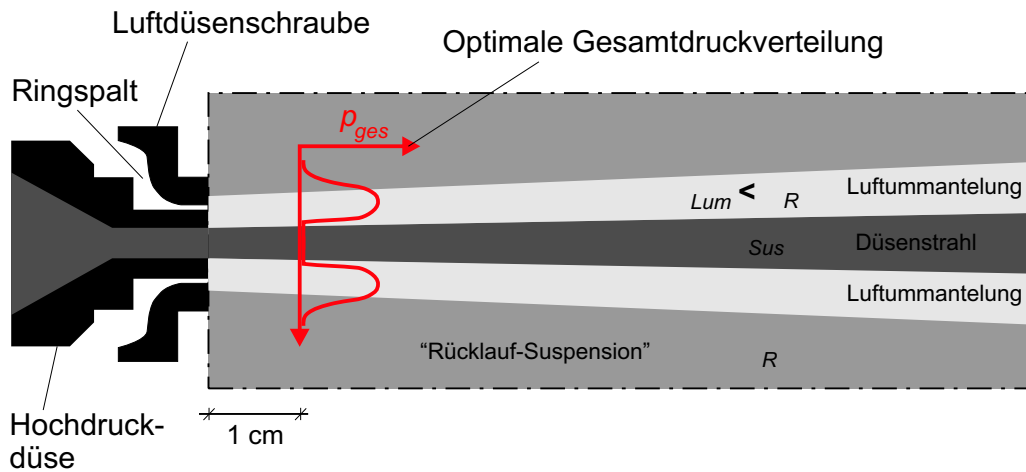


Bild 3.12: Theoretische Darstellung der optimalen Luftummantelung, mit optimaler Gesamtdruckverteilung

3.4.2 Optimaler Kompressordruck bei den Versuchen mit Pitot-Sonde

Im folgenden wird der optimale Kompressordruck mit den in Abschnitt 3.3 entwickelten Formeln für die folgenden beiden Umgebungsdrücke berechnet:

1. Versuche mit der Pitot-Sonde auf dem Prüfstand $\Rightarrow p_{DU} = \text{Atmosphärendruck}$
2. Bei einer Düstiefe von 20 m

Für den ersten Fall ergibt sich der Düsenumgebungsdruck nach Gleichung (3.29) bei einer Düstiefe $l_{DT} = 0$ und einem Rückströmwiderstand der Suspension $p_{RVerl} = 0$ wie folgt:

$$p_{DU} = p_{Umg} = p_{Atmosphre} = 1,013 \text{ bar} \quad (3.51)$$

Wird die Gleichung (3.44) in Gleichung (3.29) eingesetzt ergibt sich folgender Zusammenhang für den Kompressordruck:

$$p_{KompOpt} = \frac{p_{Umg}}{\left(\frac{2}{1+\kappa}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} + \Delta p_{sl} \quad (3.52)$$

Mit Gleichung (3.52) wird der Kompressordruck berechnet, bis zu dem die Luft nicht mit Schallgeschwindigkeit ausströmt. Der Verlust Δp_{sl} für den 20 m langen Luftschlauch liegt von 6 bis 12 bar Kompressordruck bei 0,7 bar. Bei 14 bar liegt der Druckverlust für den 20 m langen Schlauch bei 0,8 bar. Für Luft gilt $\kappa = 1,4$. Werden die ermittelten Werte in Gleichung (3.52) eingesetzt, ergibt sich folgendes Ergebnis:

$$p_{KompOpt} = \frac{1,0 \text{ bar}}{\left(\frac{2}{1+1,4}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}} = 2,6 \text{ bar} \quad (3.53)$$

Ab 2,6 bar tritt die Luft somit bei den Versuchen mit Pitot-Sonde mit Überschallgeschwindigkeit aus der Lufterdüse aus.

3.4.3 Darstellung und Beurteilung der Messergebnisse mit Pitot-Sonde

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der getesteten Kombinationen bei einem Kompressordruck von 8 bar anhand der Messreihen M1 bis M4 (siehe Abschnitt 2.5.3) vorgestellt und bewertet.

Die Ergebnisse aus Messreihe M1 bei 8 bar Kompressordruck sind in Bild 3.13 dargestellt. Die Messergebnisse zeigen, dass die Kombination 5 mit der zweiteiligen Düsen-schraube die Gesamtdruckverteilung mit der kleinsten Standardabweichung der vier getesteten Kombinationen hat. Die Kombinationen 1, 3 und 4 liefern bei M1 im Gegensatz zur Kombination 5 eine Gesamtdruckverteilung mit kleinerem Mittelwert und größerer Standardabweichung (siehe Tabelle 3.5).

Die Kombination 4 liefert bei M1 die im Mittel niedrigste Gesamtdruckverteilung. Im Vergleich zu Kombination 5 liefert Kombination 4 bei gleichem Kompressordruck im Mittel nur halb so viel Gesamtdruck. Der Grund hierfür liegt in der Führung des Luftkanals im Düsenträger 2 (siehe Bild 3.11). Die Querschnittsfläche des Luftkanals vor der Düse ist bei Düsenträger 2 nur $1/5$ der Querschnittsfläche des Luftkanals von Düsenträger 1 und $1/10$ der Querschnittsfläche des Luftkanals von Düsenträger 3 an der selben Stelle. Zudem hat der Luftkanal von Düsenträger 2 einen 90° -Krümmer mehr als Düsenträger 1 und zwei 90° -Krümmer mehr als Düsenträger 3. Maßgebend für den um 50 % geringeren Gesamtdruck des Düsenträgers 2 im Vergleich zu Düsenträger 3 ist der geringere Querschnitt des Luftkanals und die Anzahl an 90° -Krümmern im Luftkanal. Zudem liegt der engste Querschnitt bei Kombination 4 nicht in der Düse, sondern innerhalb des Luftkanals des Düsenträgers (siehe Bild 3.11). Dies führt dazu, dass sich die Schallgeschwindigkeit, im Gegensatz zu den anderen Kombinationen bei Kombination 4 nicht am Düsenaustritt, sondern innerhalb des Düsenträgers an der engsten Stelle des Luftkanals einstellt (siehe hierzu auch Abschnitt 3.2.2). Da sich am Düsenaustritt bei Kombination 4 keine Schallgeschwindigkeit einstellt, wird die Messung bei Kombination 4 im Gegensatz zu den anderen nicht durch Druckstöße beeinflusst (siehe Abschnitt 2.5). Deshalb sind die Messergebnisse der Kombination 4 nicht direkt mit den Messergebnissen der anderen Kombinationen vergleichbar, da die Luft bei den Versuchen mit Pitot-Sonde bei allen anderen Kombination ab 2,6 bar Kompressordruck mit Überschallgeschwindigkeit austritt (siehe 3.4.2).

Die im Mittel gemessenen Gesamtdrucke bei den Kombinationen 1 und 3 liegen zwischen den im Mittel bei Kombinationen 4 und 5 gemessenen Gesamtdrücken. Die Kombination 1, 3 und 4 haben im Vergleich zu Kombination 5 eine Gesamtdruckverteilung mit einer größeren Standardabweichung (siehe Tabelle 3.5). Der Grund für die größere Standardabweichung bei der Gesamtdruckverteilung für die Kombinationen 1, 3 und 4 ist der Aufbau der Düse (siehe Bild 3.11). Bei Kombination 3 und 4 sind die vier Bohrungen für den Lufteinlass in den Ringspalt deutlich an der Gesamtdruckverteilung zu erkennen.

Die Bohrungen liegen bei Messposition 1, 5, 9 und 13. Diese Positionen sind in Bild 2.10 durch Kreise markiert. An diesen Positionen wird der kleinste Gesamtdruck gemessen, weil sich die Luft im Ringspalt nach den Bohrungen zuerst seitlich ausbreitet, bevor sie nach vorne aus dem Ringspalt ausströmt. Das heißt an den Messpositionen 3, 7, 11 und 15 treffen jeweils zwei Strömungen aufeinander. Dadurch wächst die Strömungsgeschwindigkeit und damit der an dieser Position mit der Pitot-Sonde gemessene Gesamtdruck. Bei Kombination 1 und 3 liegt der Unterschied in der Größe der Einlassbohrungen und des Ausströmquerschnittes der Düse. Nur durch die Vergrößerung dieser Querschnitte von Düse 1 zu Düse 2 wird die Standardabweichung der Gesamtdruckverteilung kleiner und der Mittelwert der Gesamtdruckverteilung größer (siehe Tabelle 3.5). Bei Kombination 4 wird ebenfalls, wie bei Kombination 3, die Düse 2 verwendet. Aber hier wird sie mit Düsenträger 2 kombiniert. Durch die verlustbehaftete Führung des Luftkanals in Düsenträger 2 kann die Düse 2 bei Kombination 4 nicht die gleiche Wirkung entfalten, wie bei Kombination 3.

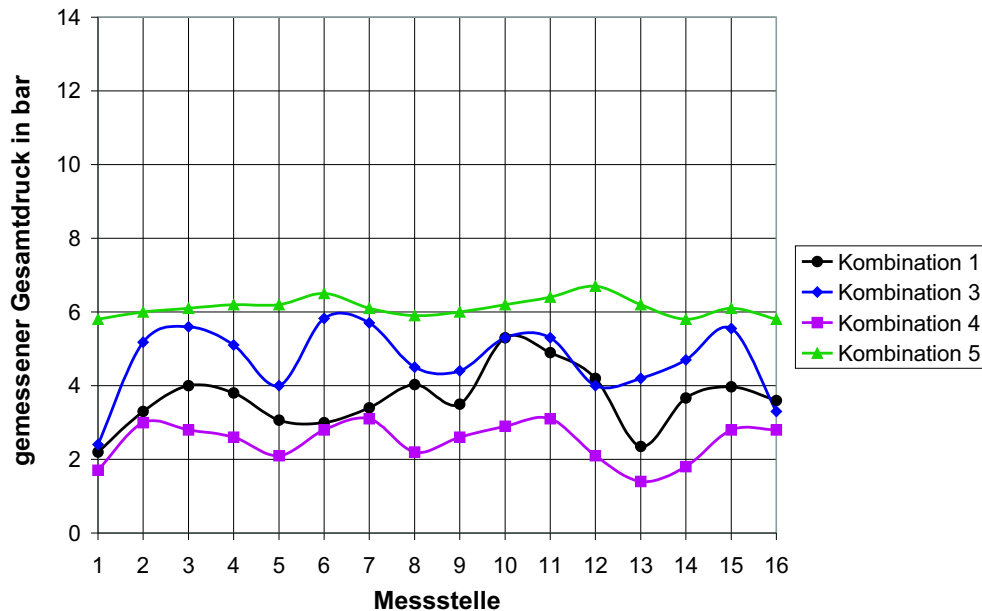


Bild 3.13: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M1 bei 8 bar Kompressordruck

Die Messergebnisse der Messreihe M2 bei 8 bar Kompressordruck ist in Bild 3.14 dargestellt. Der Mittelwert des bei M2 gemessenen Gesamtdrucks mit Kombination 5 ist im Gegensatz zu M1 kleiner als bei den Kombination 1, 3 und 4 (siehe Bild 3.13). Der Grund für dieses Ergebnis wird deutlicher, wenn die Messreihen M3 (siehe Bild 3.15) und M4 (siehe Bild 3.16) zur Beurteilung der Messreihe M2 mit herangezogen werden. Die Ergebnisse der Messreihen M3 und M4 zeigen, dass der maximale Gesamtdruck bei keiner

	Messreihe M1		Messreihe M2	
	Mittelwert $\overline{p_{ges}}$ [bar]	Standardabw. $s_{\overline{p_{ges}}}$ [bar]	Mittelwert $\overline{p_{ges}}$ [bar]	Standardabw. $s_{\overline{p_{ges}}}$ [bar]
Kombi 1	3,6	0,78	1,2	0,70
Kombi 3	4,7	0,92	2,7	0,48
Kombi 4	2,5	0,52	1,6	0,36
Kombi 5	6,1	0,25	0,8	0,18

Tabelle 3.5: Mittelwert und Standardabweichung der bei Messreihen M1 und M2 gemessenen Gesamtdruckverteilung p_{ges} für die getesteten Kombinationen

Kombination durchgehend in der direkten Verlängerung des Ringspaltes liegt, das sind die Messpositionen 21, 27, 31 und 37. Bei allen Kombinationen hat sich das Maximum des Gesamtdrucks in Richtung der Düsenstrahlachse verschoben.

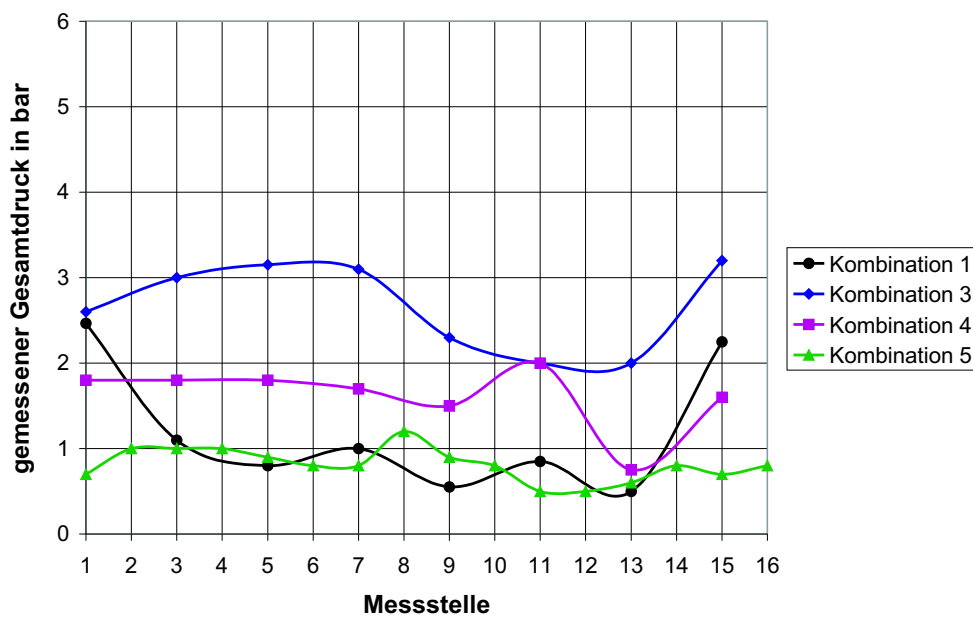


Bild 3.14: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M2 bei 8 bar Kompressor Druck

Der Gesamtdruck der Kombination 1 bei Messreihe M2 hat zwischen den Messpunkten 3 und 13 eine geringe Standardabweichung und liegt im Mittel bei 0,75 bar. An den Messpunkten 1 und 15 wird ein Gesamtdruck von etwa 2,4 bar gemessen. Der Grund für diesen sehr großen Druckunterschied von den Messpunkten 1 und 15 zu den Messpunkten 3 bis 13 liegt in der Anströmung der Düse bei Düsenträger 1. Bei dem in Kombination 1

verwendeten Düsenträger 1 erfolgt die Luftzufuhr auf die Luftdüse senkrecht von oben, direkt auf die hinter Messposition 1 liegende Bohrung (siehe Bild 3.11). Die Düse 1 hat im Gegensatz zur Düse 2 kleinere Zustromquerschnitte und einen kleineren Ringspalt (siehe Bild 3.11). Dadurch kann sich die nur von oben zuströmende Luft nicht gleichmäßig verteilen und führt zu der mit M2 gemessenen Gesamtdruckverteilung (siehe Bild 3.14).

Kombination 3 ergibt bei Messreihe M2 eine Gesamtdruckverteilung mit einer Standardabweichung von 0,36 bar und einem Mittelwert von 1,6 bar (siehe Bild 3.14 und Tabelle 3.5). Bei Messreihe M4 ist die Gesamtdruckverteilung der Kombination 3 symmetrischer zur Düsenstrahlachse als bei M3. Bei Kombination 3 wird im Vergleich zu den anderen Kombinationen mit Messreihe M3 und M4 der größte Gesamtdruck in der Achse des Düsenstrahls gemessen (siehe Bild 3.15 und 3.16). Der Gesamtdruck der Kombinati-

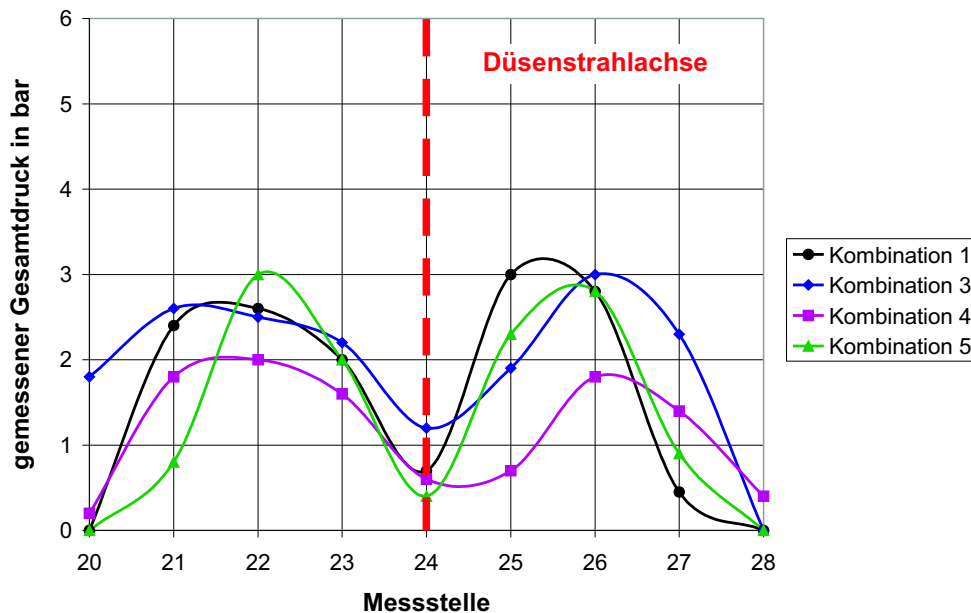


Bild 3.15: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M3 bei 8 bar Kompressordruck

on 4 ist bei M3 zwischen den Messpositionen 1 und 9 nahezu konstant und liegt hier im Mittel bei ca. 1,75 bar. Ab Messposition 11 bis Messposition 15 schwankt der Gesamtdruck zwischen 0,8 bar und 2,0 bar.

Die Messreihen M3 und M4 ergeben für Kombination 4 wie bei Messreihe M1 die niedrigsten Gesamtdrücke der getesteten Kombinationen. Der Grund hierfür liegt wie schon oben erläutert in der Führung des Luftkanals im Düsenträger 2. Bei Messreihe M4 hat die Kombination 4 im Vergleich zu den anderen Kombinationen keine zur Düsenstrahlachse symmetrische Gesamtdruckverteilung. Die Gesamtdruckverteilung bei Messreihe M3 ist dagegen auch für Kombination 4 nahezu symmetrisch zur Düsenstrahlachse.

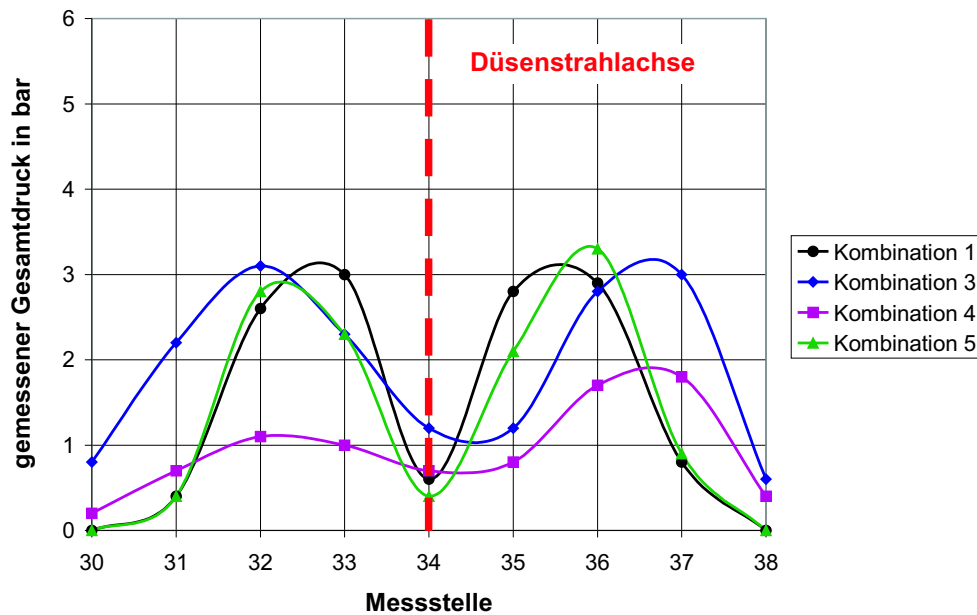


Bild 3.16: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M4 bei 8 bar Kompressordruck

Der Grund für die unsymmetrische Gesamtdruckverteilung von Kombination 4 bei M4 ist die Führung des Luftkanals im Düsenträger 2. Der Luftkanal im Düsenträger 2 führt die Luft in Höhe der Messposition 5 der Luftdüse zu (siehe Bild 2.9 und 2.10). Dies führt dazu, dass an den Messstellen 36 und 37 ca. der doppelte Gesamtdruck gemessen wird wie an den Messstellen 31 und 32. Somit erfüllt die Kombination 4 die in Abschnitt 3.4.1 geforderten Eigenschaften für die nach der Theorie optimale Luftummantelung nicht.

Die Kombination 5 hat bei Messreihe M2 die Gesamtdruckverteilung mit der kleinsten Standardabweichung und dem kleinsten Mittelwert von allen getesteten Kombinationen. Der Gesamtdruck liegt bei Kombination 5 im Mittel bei ca. 0,8 bar (siehe Bild 3.14). Das heißt in 1 cm Entfernung von der Austrittsfläche werden nur noch 13 % des Gesamtdrucks gemessen, der direkt in der Austrittsfläche ansteht. Der Grund hierfür ist die Verschiebung des maximalen Druckes in 1 cm Entfernung von der Düse in Richtung Düsenstrahlachse. Diese Verschiebung stellen die Messreihen M3 und M4 sehr deutlich dar.

Um die Ergebnisse der Messreihen M2, M3 und M4 für Kombination 5 beurteilen zu können, ist die Zuordnung der Messpunkte aus Abschnitt 2.5.2 und das Bild 2.10 zu beachten. Somit zeigen die Messergebnisse M3 und M4, dass das Maximum des Gesamtdrucks bei Kombination 5 nicht in der Verlängerung des Ringspaltes liegt. Somit liefern die Messreihen M3 und M4 die Begründung für die in Messreihe M2 gemessenen niedrigen Gesamtdrucke. Die Messreihen M3 und M4 zeigen weiterhin, dass die Kombination 5 in der Achse des Düsenstrahls den niedrigsten Gesamtdruck liefert, obwohl sich der

maximale Gesamtdruck bei Kombination 5 im Vergleich zu Kombination 3 und 4 am deutlichsten in Richtung der Düsenstrahlachse verschoben hat.

Die Messreihen M3 und M4 zeigen, dass die Gesamtdruckverteilung bei den getesteten Kombinationen mit 8 bar Kompressordruck nahezu symmetrisch zur Achse des Düsenstrahls (Messposition 24/34) ist. Wie sich die Gesamtdruckverteilung bei einem Druck von 10 bar, 12 bar und 14 bar verhält, zeigen die Bilder B.1 bis B.12 im Anhang B.

Wie sich der Druck in der Düsenstrahlachse bei den Kombinationen 1, 3, 4 und 5 in Abhängigkeit vom Kompressordruck verhält, ist in Bild 3.17 dargestellt. Hierzu ist der bei Messreihe M3 und M4 gemessene Gesamtdruck in der Achse des Düsenstrahls über dem Kompressordruck dargestellt. Die in Bild 3.17 dargestellten Messwerte sind die Mittelwerte für die Düsenstrahlachse aus M3 und M4. Bei den Kombinationen 3 verläuft der Gesamtdruck zwischen 8 und 12 bar Kompressordruck linear. Zwischen 12 und 14 bar Kompressordruck bleibt der Gesamtdruck bei Kombination 3 nahezu konstant bei 3 bar. Bei Kombination 4 steht der gemessene Gesamtdruck zwischen 8 und 14 bar Kompressordruck in einem linearen Verhältnis zum Kompressordruck. Bei Kombination 5 wächst der Gesamtdruck überproportional mit dem Kompressordruck (siehe Bild 3.17). Das heißt bei Kombination 5 ist der Düsenstrahl mit steigendem Kompressordruck einem exponentiell wachsenden radialen Druck durch die Luftummantelung ausgesetzt.

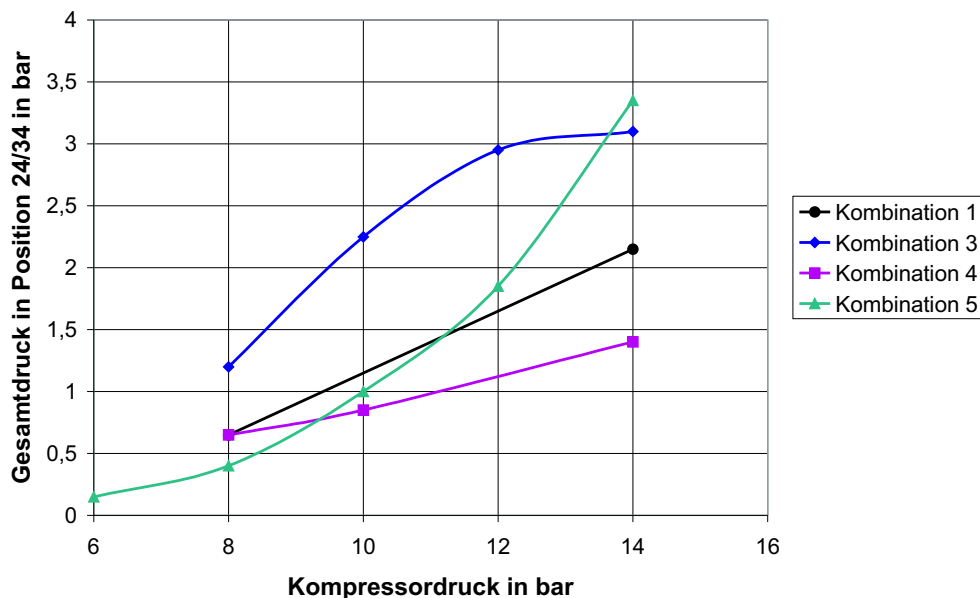


Bild 3.17: Veränderung des Gesamtdrucks in der Achse des Düsenstrahls mit steigendem Kompressordruck für Kombination 1, 3, 4 und 5

Die Ergebnisse der Messreihen M1 bis M4 zeigen, dass die Gesamtdruckverteilungen der Kombinationen 1 und 5 nach der Definition aus Abschnitt 3.4.1 für eine optimale

Luftummantelung am besten geeignet sind. Der Nachteil der Gesamtdruckverteilung von Kombination 1 ist das gegenüber Kombination 5 näher am Düsenstrahl liegende Gesamtdruckmaximum (siehe Bild 3.15 und 3.16). Das heißt der radiale Druck auf den Düsenstrahl ist für einen Kompressordruck von 8 bar bei Kombination 1 größer als bei Kombination 5. Zudem hat die mit Messreihe M2 für Kombination 1 gemessene Gesamtdruckverteilung eine größere Standardabweichung als die von Kombination 5 (siehe Tabelle 3.5). Ein weiterer Punkt ist der Gesamtdruck in der Düsenstrahlachse. Hier liefert Kombination 5 bei 8 bar Kompressordruck den kleinsten Gesamtdruck aller getesteten Kombinationen. Dies ändert sich zwar mit wachsendem Kompressordruck (siehe Bild 3.17), ist aber der einzige Nachteil bei Kombination 5, welcher durch eine Optimierung der Luftdüse verbessert werden kann.

Das heißt, die Gesamtdruckverteilung der Kombination 5 erfüllt die in Abschnitt 3.4.1 geforderten Eigenschaften einer optimalen Luftummantelung am besten und sollte somit den am besten gebündelten und geschützten Düsenstrahl liefern. In Bild 3.18 ist die Gesamtdruckverteilung der Kombination 5 für 8 bar Kompressordruck dreidimensional dargestellt. Dieses hier anhand der Messergebnisse mit 8 bar dargestellte Verhalten zeigt die Kombination 5 bei den Versuchen mit der Pitot-Sonde im Druckbereich zwischen 6 und 10 bar Kompressordruck (siehe Anhang B). Aus diesem Grund werden die folgenden Versuche nur noch mit Kombination 5 durchgeführt.

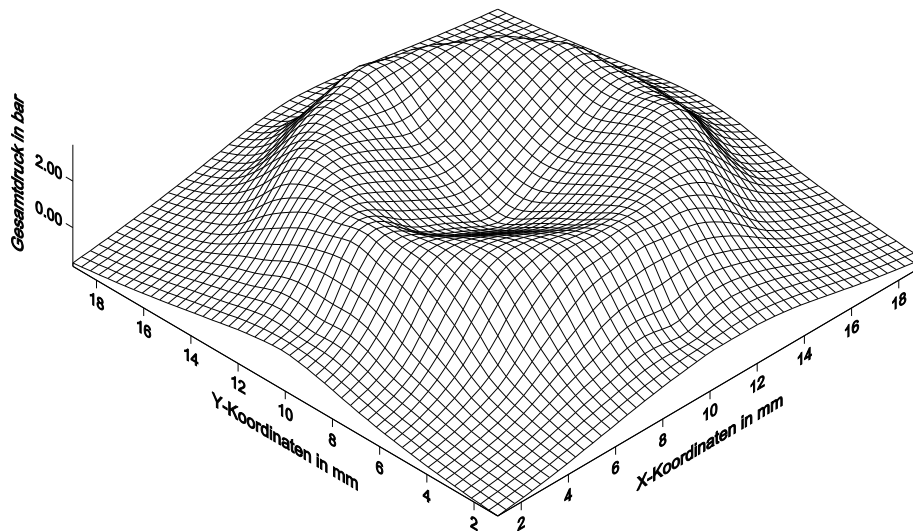


Bild 3.18: Dreidimensionale Gesamtdruckverteilung der Kombination 5 in 1 cm Entfernung vom Düsenaustritt für 8 bar Kompressordruck

Folgende weitere Versuche werden mit Kombination 5 durchgeführt:

- Untersuchung der Gesamtdruckverteilung bei Messreihe M3
- Weitere Untersuchung der Änderung des radialen Drucks auf den Düsenstrahl bei wachsendem Kompressor-druck.
- Fotometrische Untersuchung der Luftummantelung bei verschiedenen Kompressor-drücken.
- Untersuchung der Auswirkung der Luftummantelung auf die Schneidkraft des Düsenstrahls.

Dass der Gesamtdruck bei Kombination 5 in der Düsenstrahlachse überproportional mit dem Kompressor-druck zunimmt, wird in Bild 3.17 dargestellt. Die Änderung der Gesamtdruckverteilung bei Messreihe M3 in Abhängigkeit vom Kompressor-druck ist ebenfalls in Bild 3.19 dargestellt. Bei 6 bar, 8 bar und 10 bar Kompressor-druck liegt der maximale Gesamtdruck an den Messstellen 22 und 26. Ab 12 bar Kompressor-druck verschiebt sich dieses Maximum in Richtung der Achse des Düsenstrahls. Das heißt mit wachsendem Kompressor-druck wächst der radiale Druck auf den Düsenstrahl durch die Luftummantelung. Deshalb stellt sich die Frage, wie verändert sich der Gesamtdruck bei Kombination 5 in der Achse des Düsenstrahls mit wachsender Entfernung von der Luftpüse bei verschiedenen Kompressor-drücken. Um dies zu untersuchen werden in der Achse des Düsenstrahls in einer Entfernung von 0,0 bis 4,5 cm zwischen 10 und 20 Messungen pro Kompressor-druck durchgeführt. Die Messungen werden bei den gleichen Kompressor-drücken, wie die bisherigen Versuche durchgeführt, das heißt bei 6 bar, 8 bar, 10 bar und 12 bar. Das Ergebnis dieser Untersuchung ist in Bild 3.20 dargestellt.

Zwischen 0 und 0,5 cm Entfernung von der Düse wird bei allen Kompressor-drücken kein Gesamtdruck gemessen. Ab ca. 0,5 cm Entfernung von der Düse beginnt der Gesamtdruck zu steigen. Bei 6 und 8 bar Kompressor-druck steigt der Gesamtdruck zwischen 0,5 cm und 4,5 cm Entfernung von der Düse mit einer gleichmäßigen Steigung linear an. Bei 10 bar Kompressor-druck steigt der Gesamtdruck zwischen 0,5 cm und 1,2 cm Entfernung von der Düse sehr steil an. Zwischen 1,2 cm und 1,8 cm Entfernung bleibt der Gesamtdruck konstant bei 1,2 bar. Danach steigt er bis 4,0 cm Entfernung linear weiter an. Bei 12 bar Kompressor-druck steigt der gemessene Gesamtdruck zwischen 0,5 cm und 1,0 cm Entfernung von der Düse schlagartig von 0 auf 1,8 bar. Zwischen 1,0 cm und 3,0 cm Entfernung bleibt er relativ konstant bei 1,8 bar. Zwischen 3,0 cm und 3,5 cm Entfernung steigt er weiter bis auf 2,7 bar. Danach bleibt er bis 4,5 cm Entfernung konstant. Das heißt mit wachsendem Kompressor-druck ergibt sich bei Kombination 5 ein früher einsetzender und stärkerer radialen Druck auf den Düsenstrahl.

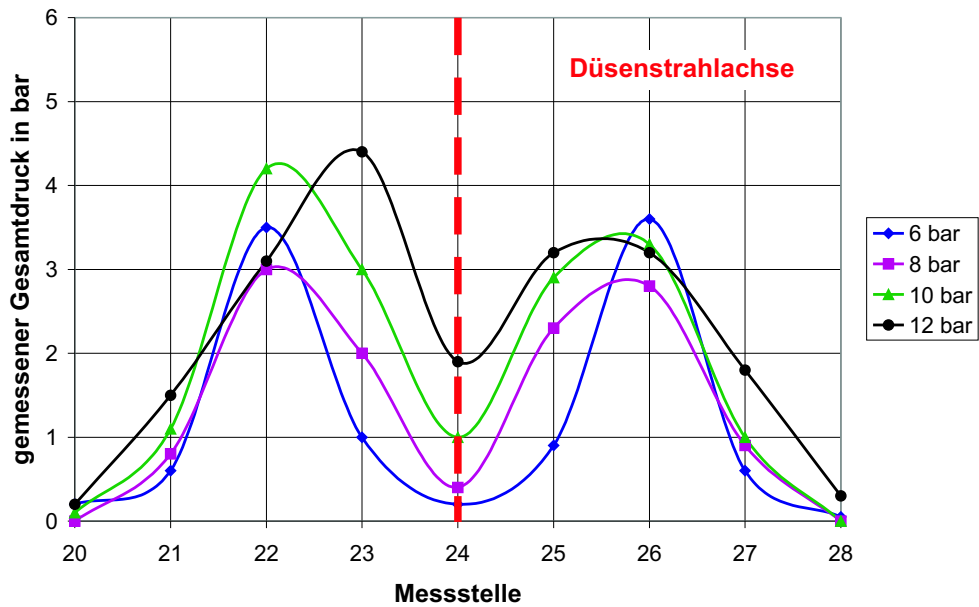


Bild 3.19: Gesamtdruck der Kombination 5 bei Messreihe M3 für verschiedene Kompressordrücke

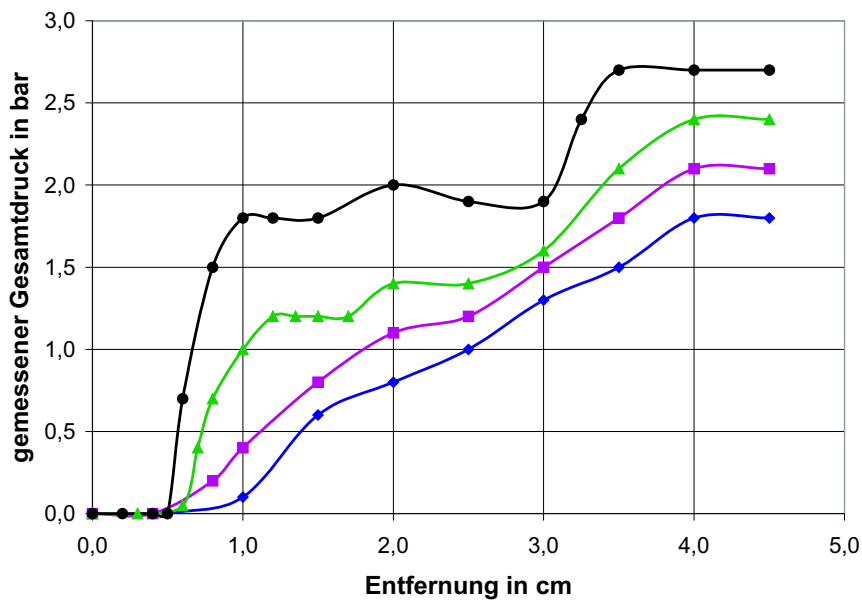


Bild 3.20: Gesamtdruck in der Achse des Düsenstrahls zwischen 0 und 4,5 cm Entfernung von der Luftdüse

Die Bilder 3.17 und 3.20 zeigen, dass der Gesamtdruck bei Kombination 5 auf den Düsenstrahl mit steigendem Kompressordruck und wachsender Entfernung von der Düse gesteigert wird. Dieses Ergebnis spiegelt sich auch in den Fotos des Luftstrahls, die in Abschnitt 3.4.4 dargestellt sind wider. Die Verteilung des Gesamtdrucks bei Kombination 5 liegt an der Form des Luftkanals, der bei der Düse 3 zwischen Düsenkörper und Luftdüsenschraube entsteht. Der Luftkanal läuft im Gegensatz zu den anderen Düsen nur auf einem sehr kurzen Stück parallel zur Düse (siehe Bild 3.11).

Welche Auswirkung die Luftummantelung der Kombination 5 mit verschiedenen Kompressordrücken tatsächlich auf die Schneidkraft des Düsenstrahls hat wird in Abschnitt 3.4.5 untersucht. Um dies zu untersuchen wird die Schneidkraft mit und ohne Luftummantelung mit dem in Kapitel 2 vorgestellten Prüfstand gemessen.

3.4.4 Bilder der Luftummantelung

Um den Luftstrahl der Luftummantelung sichtbar zu machen, wird dem Luftstrahl über die Hochdruckdüse Wasser zugegeben [49]. Das zugegebene Wasser wird vom Luftstrahl mitgerissen und dabei sehr fein zerstäubt, wodurch dieser sichtbar wird. Im folgenden sind vier Bilder des Luftummantlungsstrahles der Kombination 5 bei unterschiedlichen Kompressordrücken dargestellt. In den Bildern ist das Ausströmprofil für die Drücke 2 bar, 6 bar, 10 bar und 14 bar dargestellt. Anhand dieser Bilder ist das Ergebnis aus dem Kapitel 3.4.3 auch bildlich nachvollziehbar. Die Bilder 3.21 bis 3.24 zeigen anhand des eingezeichneten Austrittswinkels ϕ des Luftstrahls, dass der radiale Druck auf den Düsenstrahl durch die Luftummantelung mit wachsendem Kompressordruck zunimmt.

Bild 3.21 zeigt, dass die Luftummantelung bei 2 bar Kompressordruck noch nahezu parallel zum Düsenstrahl verläuft. Bei Bild 3.22 mit 6 bar Kompressordruck tritt bereits ein positiver Austrittswinkel φ auf. Ab 6 bar Kompressordruck ist auch ein leichter Wirbel direkt nach dem Austritt aus der Düse zu erkennen.

Der Austrittswinkel φ wächst mit steigendem Kompressordruck. Ebenso verschiebt sich die Position des Wirbels mit steigendem Kompressordruck. Er wandert in axialer Richtung von der Düse weg (siehe Bilder 3.23 und 3.24). Wie sich der radiale Druck durch die Luftummantelung auf die Schneidkraft des Düsenstrahls auswirkt, wird im folgenden Abschnitt auf dem Prüfstand untersucht.

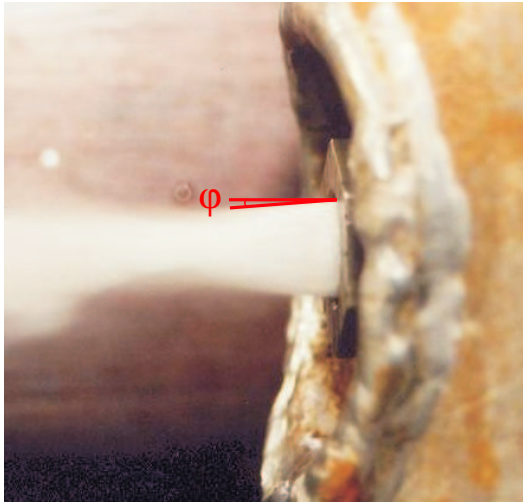


Bild 3.21: Luftstrahl bei 2 bar Kompressordruck

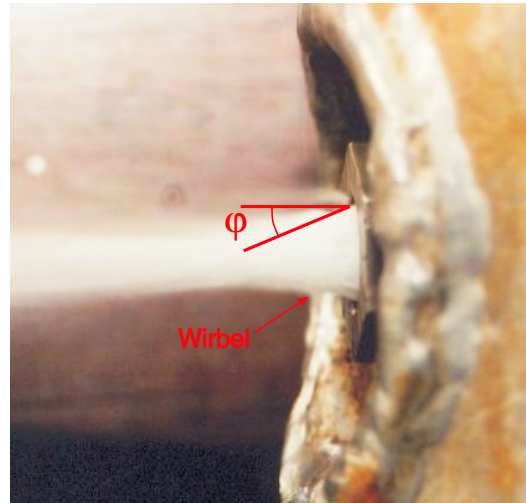


Bild 3.22: Luftstrahl bei 6 bar Kompressordruck

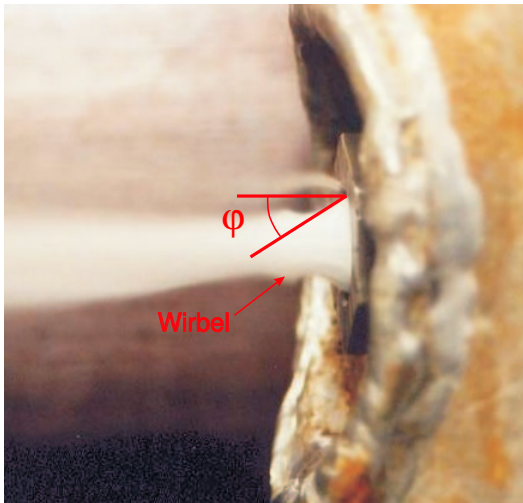


Bild 3.23: Luftstrahl bei 10 bar Kompressordruck

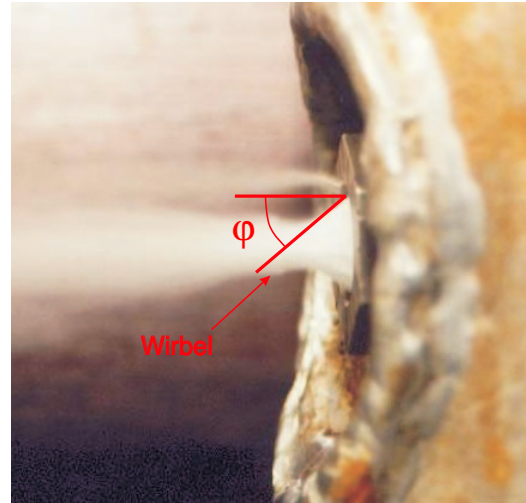


Bild 3.24: Luftstrahl bei 14 bar Kompressordruck

3.4.5 Auswirkungen der Luftummantelung auf die Schneidkraft

In diesem Abschnitt wird die Auswirkung der Luftummantelung auf die Schneidkraft des Düsenstrahls untersucht. Hierzu wird die Schneidkraft mit und ohne Luftummantelung mit dem in Kapitel 2 vorgestellten Prüfstand gemessen. Die folgenden Parameter bleiben während der Versuche konstant:

- Kombination 5
- Druck an der Hochdruckpumpe 400 bar
- Dreikolbenpumpe: Soilmec 7T450

Bei den folgenden Versuchen wird nur der Luftdruck für die Luftummantelung geändert. Jeder Versuch wird zuerst ohne und dann mit Luftummantelung durchgeführt. Für die Luftummantelung werden die gleichen Drücke wie bei den Untersuchungen mit der Pitot-Sonde in Abschnitt 3.4 verwendet, das heißt 6 bar, 8 bar, 10 bar, 12 bar und 14 bar. In den Bildern 3.25 bis 3.27 sind die Ergebnisse dieser Versuche dargestellt.

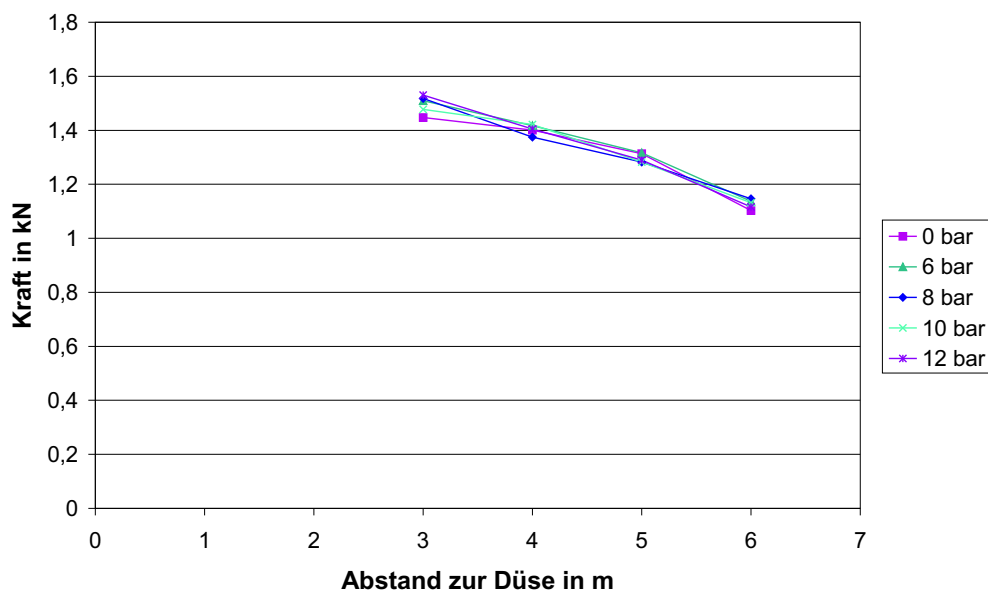


Bild 3.25: Ohne Blende gemessene Schneidkraft mit Luftummantelung bei verschiedenen Kompressordrücken

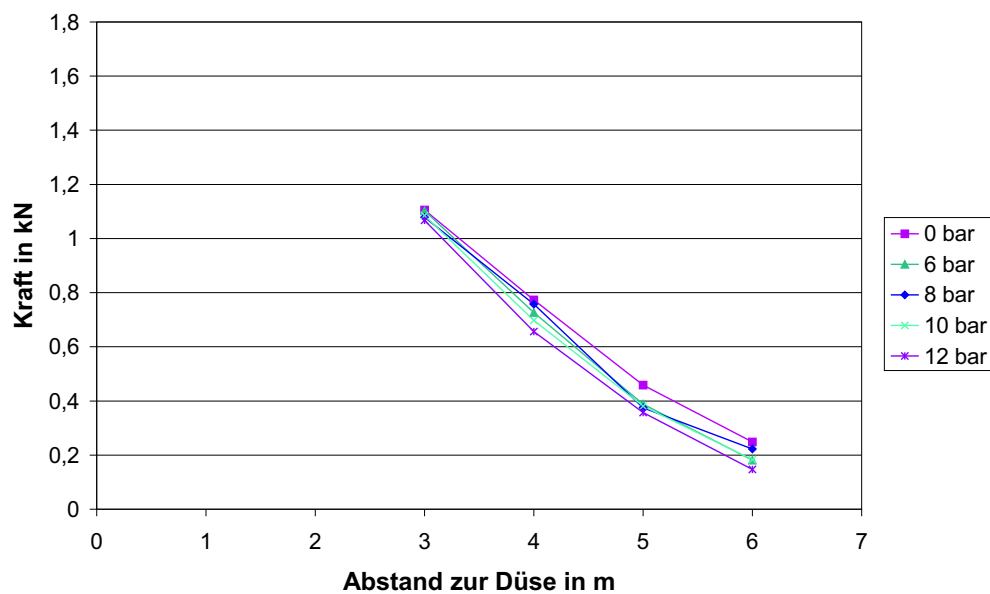


Bild 3.26: Mit 20 cm Blende gemessene Schneidkraft mit Luftummantelung bei verschiedenen Kompressordrücken

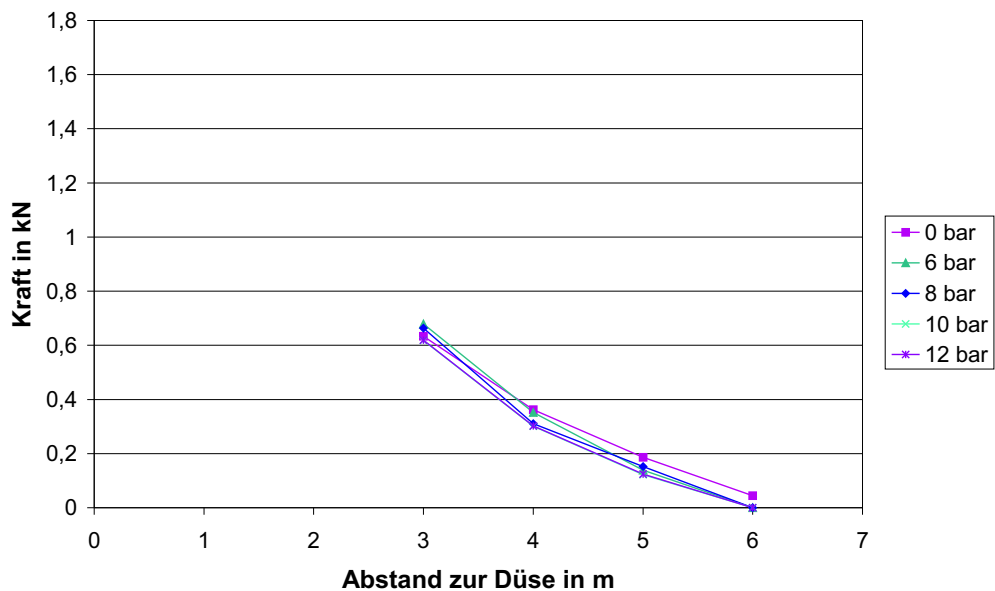


Bild 3.27: Mit 10 cm Blende gemessene Schneidkraft mit Luftummantelung bei verschiedenen Kompressordrücken

Die grafische Darstellung der Messergebnisse zeigt, dass die mit unterschiedlichen Kompressor-drücken erzeugte Luftummantelung keine Auswirkung auf die Schneidkraft des Düsenstrahls hat, egal ob mit oder ohne Blende gemessen wird. D.h. die Luftummantelung hat bei den hier durchgeführten Messungen weder eine positive noch eine negative Auswirkung auf die Schneidkraft des Düsenstrahls. Obwohl in Abschnitt 3.4.3 gezeigt wird, dass sich das Maximum der Gesamtdruckverteilung mit wachsendem Kompressor-druck in Richtung Düsenstrahl verschiebt und somit den radialen Druck auf den Düsenstrahl erhöht.

Zur einfacheren Beurteilung der Messergebnisse werden diese nach den gleichen statistischen Methoden, wie bei der Überprüfung der Genauigkeit der Kraftmesseinrichtung in Absatz 2.4.2 ausgewertet (siehe Tabelle 3.6).

Für die unwesentliche Beeinflussung des Düsenstrahls durch die Luftummantelung wird folgende Hypothese aufgestellt: Die Energie der expandierenden Luft kann sich bei der hier durchgeführten Versuchsreihe auf dem Prüfstand in die Umgebung entladen, und beeinflusst den Düsenstrahl somit nicht. Es wird davon ausgegangen, dass die Überexpansion der mit Überschall ausströmenden Luft sich problemlos entwickeln kann, ohne den Düsenstrahl zu beeinflussen, da der Luftstrahl zum Beispiel bei 14 bar Kompressor-druck nur eine Dichte von $8,4 \text{ kg/m}^3$ hat. Das sind im Gegensatz zur Dichte des Düsenstrahls von $998,2 \text{ kg/m}^3$ nur 0,847 % Prozent (siehe Bild 3.28). Aus diesem Grund beeinflusst der mit steigendem Kompressor-druck wachsende radiale Druck durch die Luftummantelung auf den Düsenstrahl die Schneidkraft bei diesen Versuchen nicht.

Im folgenden werden die Bedingungen für die Luftummantelung in einem Düsenstrahlelement betrachtet, um zu klären, welchen Einfluss die Luftummantelung dort hat.

Blende	Entfernung in m	Mittelwert \bar{x} in N	Standardabweichung s in N in % von \bar{x}		Messunsicherheit Δx in N
ohne	3	1496	30	2,02	38
	4	1404	16	1,15	20
	5	1297	15	1,17	19
	6	1127	15	1,36	19
20 cm	3	1088	14	1,31	18
	4	722	42	5,82	52
	5	392	35	8,94	44
	6	196	35	17,97	44
10 cm	3	643	25	3,84	31
	4	326	26	8,01	32
	5	145	23	16,17	29
	6	0	0	-	-

Tabelle 3.6: Mittelwert, Standardabweichung und Messunsicherheit der Versuche mit und ohne Luftummantelung

Im Düsenstrahlelement lastet auf der ausströmenden Luft der hydrostatische Druck, welcher von der Düstiefe abhängig ist. Zudem hat die mit Boden vermischte Rücklaufsuspension in der Säule eine Dichte von 1900 bis 2100 kg/m³ und die Dichte der Suspension des Düsenstrahls liegt je nach Wasser-Zement-Wert zwischen 1300 kg/m³ und 1500 kg/m³. Im Düsenstrahlelement hat die Luft im Gegensatz zu den umgebenden Medien eine sehr geringe Dichte. Deshalb wird die Luftummantelung auch hier die Schneidenergie des Düsenstrahls, aufgrund Ihrer Ausströmrichtung oder des daraus resultierenden radialen Druckes auf den Düsenstrahl, nicht beeinflussen.

Das heißt, die Luft kann den Düsenstrahl vermutlich nur negativ beeinflussen, wenn Sie wie in Abschnitt 3.2.2 beschrieben mit Überschallgeschwindigkeit austritt und durch die daraus resultierende Überexpansion umgebende Rückflusssuspension der entsprechend höheren Dichte in den Düsenstrahl saugt. Diese Hypothese deckt sich mit den in Abschnitt 3.1 vorgestellten Beobachtungen, dass sich die Luftummantelung ab einem gewissen Kompressordruck kontraproduktiv auf den Säulendurchmesser, das heißt die Schneidkraft des Düsenstrahls auswirkt.

Das heißt die Luftummantelung wirkt weder strahlbündelnd, noch ummantelt sie den Düsenstrahl. Mit der Zugabe von Luft im Düsenstrahlelement wird nur die Dichte der Rücklaufsuspension um den Düsenstrahl herabgesetzt, wodurch dem Düsenstrahl eine größere Reichweite ermöglicht wird. Das bedeutet aber, um die Dichte der Rückflusssuspension um den Düsenstrahl herum zu verringern, ist es nicht zwingend notwendig, die Luft über den Ringspalt um die Hochdruckdüse zuzugeben. Um mit Hilfe dieser Erkenntnis eine Lösung zur Optimierung der Luftummantelung zu finden, wird die Wirkungsweise der Luftummantelung im folgenden Abschnitt diskutiert.

3.4.6 Wirkungsweise der Luftummantelung

Um die Wirkungsweise der Luftummantelung besser verstehen zu können, wird folgendes Gedankenmodell zur Herstellung von Düsenstrahlelementen durchgeführt.

Normalerweise wird jedes Düsenstrahlelement beim Ziehen des Gestänges hergestellt. Hierbei bewirkt die Zugabe von Luft eine Vergrößerung der Säulendurchmesser, wie die Erfahrung zeigt. Würde das Düsenstrahlelement während des Abbohrens hergestellt, so stellt sich die Frage, wie sich die Zugabe von Luft in diesem Fall auswirken wird. Bei den großen Dichteunterschieden zwischen der eingebrachten Luft und der umgebenden Suspension kann davon ausgegangen werden, dass die Luft den Weg des geringsten Widerstandes nehmen wird und direkt nach dem Ausströmen aus der Düse wieder zum Bohrlochmund aufsteigen wird. In diesem Fall wird die Luft zu keiner Vergrößerung des Düsenstrahlelementes beitragen. Die eingebrachte Luft wird in diesem Fall (wenn überhaupt) nur auf einer sehr kurzen Strecke als sogenannte Luftummantelung wirken, bevor sie den Druckausgleich suchend zum Bohrlochmund aufsteigen wird.

Es ist bekannt, dass die Zugabe von Luft den Durchmesser von Düsenstrahlelementen beim Düsen, während das Gestänge gezogen wird, vergrößert. Eine Begründung hierfür liefert Kutzner in seinem Buch "Injektionen im Baugrund" [37]. Laut Kutzner bündelt die Luftummantelung den Düsenstrahl und erhöht somit seine Schneidkraft. Diese Aussage

ist mit den Untersuchungen aus Abschnitt 3.4.5 widerlegbar.

Die Messergebnisse aus Abschnitt 3.4.5 zeigen, dass die Aussage von Kutzner in dieser Form nicht bestätigt wird. Die Schneidkraft des Düsenstrahls mit Luftummantelung müsste dazu in einem ähnlichen Verhältnis steigen wie die Zunahme der Durchmesser beim Verwenden der Luftummantelung gegenüber einem Düsenstrahlelement ohne Luftummantelung. Dies ist aber nicht der Fall. Die folgenden theoretischen Überlegungen sprechen zusätzlich zu den Messergebnissen aus Abschnitt 3.4.5 gegen die Aussage von Kutzner:

1. Die Dichte des Mediums Luft ($8,4 \text{ kg/m}^3$) ist im Gegensatz zur Dichte des Schneidmediums, die zwischen $998,2 \text{ kg/m}^3$ (Wasser) und 1500 kg/m^3 (Zementsuspension) liegt, viel zu klein um das Schneidmedium mit der höheren Dichte zu bündeln (siehe Bild 3.28).
2. Der Druck mit dem das Schneidmedium ausströmt ist ca. 40 mal so groß wie der Druck mit dem die Luft der Luftummantelung ausströmt.

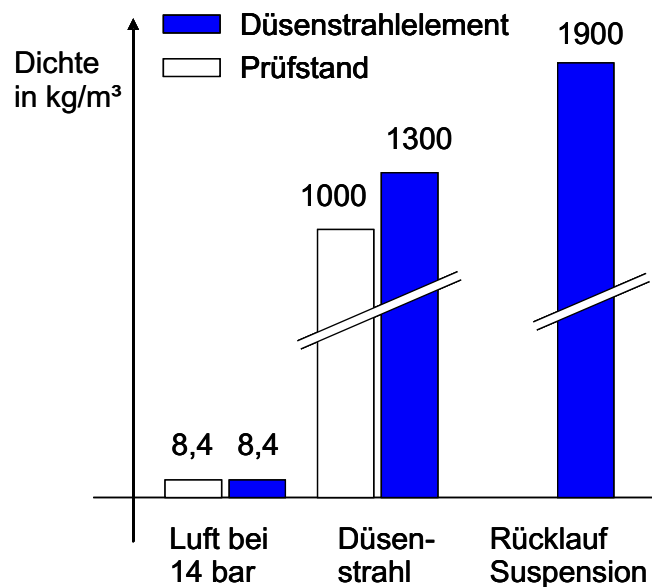


Bild 3.28: Dichteverhältnis der verschiedenen Düsm Medien

Somit stellt sich die Frage, welcher Vorgang die größeren Durchmesser von Düsenstrahlelementen bei der Zugabe von Luft bewirkt?

Eine mögliche Erklärung hierfür könnte sein, dass die Düsenstrahlelemente immer während des Ziehens des Gestänges hergestellt werden. Dabei arbeitet der Düsenstrahl immer an der Oberkante bzw. dem Deckel des Düsenstrahlelementes. Auch hier hat die eingebrachte Luft das Ziel, so schnell wie möglich wieder aufzusteigen. Allerdings fängt sich die Luft hier erst einmal an der Grenze zum nicht erodierten Boden, also genau an

der Stelle, an der der Düsenstrahl arbeitet. Von dort steigt sie entweder im Bohrkanal auf oder dringt in den Boden ein, um mehrere Meter entfernt an einer anderen Stelle wieder auszutreten. Dieses Phänomen, dass ein Teil der eingebrachten Luft nicht im Bohrkanal wieder aufsteigt, sondern in den Boden eindringt und teilweise erst 50 m vom Ansatzpunkt der Bohrung entfernt wieder austritt, kann bei der Herstellung von Düsenstrahlsohlen in sandigen Böden beobachtet werden (siehe Bild 3.29).

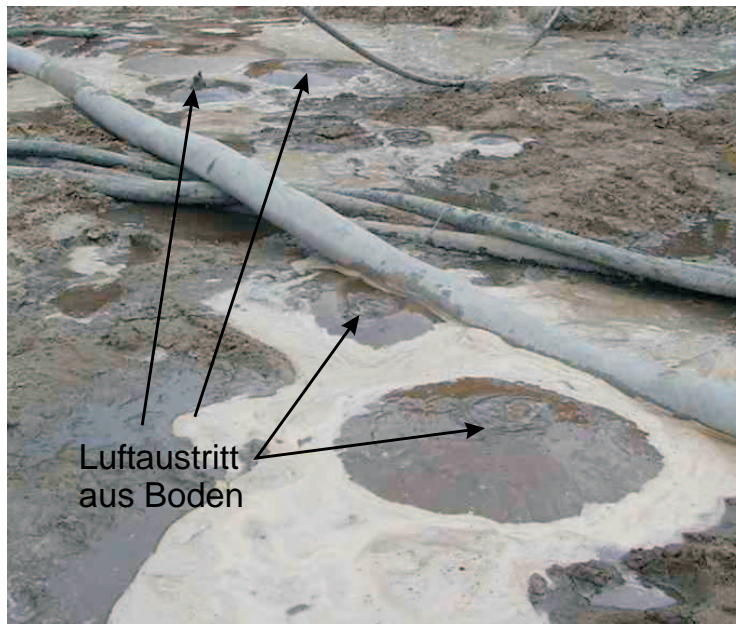


Bild 3.29: Austritt von Luft aus dem Boden beim Düsenstrahlverfahren

Das heißt die Luft sammelt sich erst einmal an der Grenze zum nicht erodierten Boden. Sie liegt an dieser Stelle sicherlich nicht als reine Luft bzw. Luftschicht vor. Es wird davon ausgegangen, dass sich die gestaute Luft mit der umgebenden Boden-Zement-Suspension vermischt und dabei deren Dichte verringert. Somit entsteht an dieser Grenze ein Bereich mit geringerer Suspensionsdichte. Der Düsenstrahl trifft in diesem Bereich auf einen geringeren Widerstand durch die umgebende Suspension und kann so eine größere Reichweite erlangen.

Es ist somit unerheblich, wie die Luft in das Düsenstrahlelement gelangt. Sie muss nicht über eine Ringdüse als Luftummantelung beigegeben werden, um die Reichweite und damit den Säulendurchmesser zu vergrößern. Die Luft könnte z.B. über eine gesonderte Lufterdüse zugegeben werden. Diese Düse muss aber unterhalb der Schneiddüse sitzen (siehe Bild 3.30). Wird die Luft durch diese gesonderte Düse zugegeben, ist die Möglichkeit, dass die mit Überschallgeschwindigkeit ausströmende Luft den Schneidstrahl durch Überexpansion negativ beeinflusst nicht mehr gegeben.

Somit steht fest, dass die Reichweite des Düsenstrahls nicht durch die Optimierung der Luftummantelung bzw. der Lufterdüse gesteigert werden kann, sondern nur durch die

Optimierung des an der Grenze zum nicht erodierten Boden entstehenden Bereichs mit geringerer Suspensionsdichte. Zur Optimierung dieses Bereiches ist die optimale Luftmenge in Abhängigkeit von der Düstiefe l_{DT} und des Anteils am eingebrachten Luftvolumen, der sofort im Bohrloch wieder aufsteigen oder in den Boden diffundiert, abzuschätzen.

Daran anschließend stellt sich die Frage, wie der Bereich geringerer Suspensionsdichte während des Düsens im Düsenstrahlelement stabil gehalten werden kann. Bei der Betrachtung ausgegrabener Düsenstrahlelemente zeigt sich, dass deren Oberfläche um den Bohrkanal herum etwa zu zwei Dritteln eben ist und dass die Neigung des äußeren Drittels nach unten abfällt (siehe Bild 3.30). Dieser Verlauf der Grenzschicht zum nicht erodierten Boden unterstützt die Luft auf ihrem Weg zum Bohrlochmund, vor allem im äußeren Bereich an dem sie am meisten benötigt wird, um den Düsenstrahl dort vor der umgebenden Suspension zu schützen und so den Durchmesser des Düsenstrahlelementes zu steigern. Eine Möglichkeit, um die Luft länger im Düsenstrahlelement zu halten ist es, den Verlauf der Grenzschicht durch die Düsenneigung zu ändern, so wie in Bild 3.30 dargestellt.

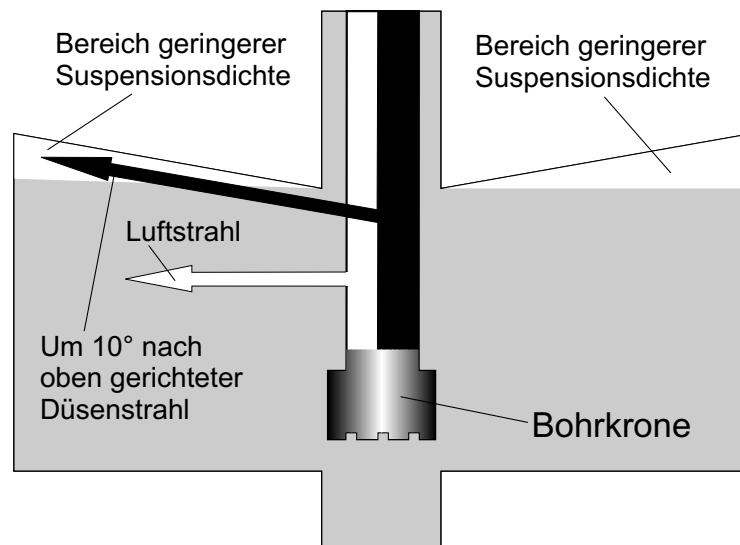


Bild 3.30: Bildung eines Luftpolsters durch die Neigung des Düsenstrahls um 10° nach oben

Um die Wölbung der Grenzschicht zum nicht erodierten Boden nach oben zu erreichen ist die Suspensionsdüse um etwa 5° bis 10° nach oben zu neigen. Durch die Neigung der Suspensionsdüse nach oben bildet sich die Grenzschicht zum nicht erodierten Boden wie ein Trichter aus (siehe Bild 3.30). In diesem Trichter fängt sich die Luft. Erst wenn dieser Trichter mit Luft gefüllt ist, tritt wieder Luft aus dem Bohrlochmund aus. Somit ist der Düsenstrahl in dem Bereich, in dem er schneidet durchgehend von Suspension mit geringerer Dichte umgeben. Die Reichweite, die der Düsenstrahl durch das um 5° bis 10° nach oben Neigen der Suspensionsdüse verliert, wird er durch die bessere Ausnutzung der Schneidkraft um ein Vielfaches dazugewinnen.

4 Ein Konzept zur Verstetigung des Massenstroms bei Zweikolbenpumpen

4.1 Ausgangspunkt und Zielsetzung

Beim Düsenstrahlverfahren werden Hochdruckpumpen dazu verwendet, das Schneidmedium mit einem Druck von 300 bis 500 bar bei einer Menge von 100 bis 450 l/min zu fördern. Das Schneidmedium ist entweder Wasser oder eine Zementsuspension. Die Leistung der Hochdruckpumpen ist so dimensioniert, dass nach dem Abzug der auftretenden Widerstände in Schläuchen und Gestänge nach dem Austritt aus der Düse ein Düsenstrahl mit entsprechendem Druck und Volumenstrom vorhanden ist, um den geforderten Säulendurchmesser beim jeweils anstehenden Boden zu erreichen. Die Pumpen müssen trotz des abrasiven Mediums ihre Leistung konstant erbringen [11].

Für das Düsenstrahlverfahren werden standardmäßig Dreikolbenpumpen mit Tauchkolben verwendet. Diese Pumpen haben Dieselantriebsaggregate mit bis zu 400 kW Leistung und können nur in einem kleinen Bereich über die Motordrehzahl geregelt werden [11]. Aufgrund der hohen kW-Leistungen und der Drücke, mit denen diese Pumpen arbeiten, sind die Transportmaße der Pumpen entsprechend groß (z.B.: Soilmec 7T450, l=6055 mm, b=2450 mm, h=2585 mm, Gewicht: ca.12 t) [3]

Mit den weiterentwickelten Düsenträgern wird die von den Hochdruckpumpen gelieferte Strömungsenergie effektiver genutzt [15]. Das bedeutet, dass die bisher eingesetzten Pumpen je nach Einsatzzweck - geforderter Säulendurchmesser und den anstehenden Bodenverhältnissen - überdimensioniert sein können. Dies trifft vor allem bei Unterfangungen und Abdichtungsmaßnahmen zu. Bei diesen Arbeiten kann die Leistung standardmäßig verwendeter Dreikolbenpumpen nicht ausgenutzt werden, um den statisch geforderten oder wirtschaftlich sinnvollen maximalen Durchmesser der hergestellten Düsenstrahlelemente nicht zu überschreiten. Vor allem bei Unterfangungen können zu große Säulendurchmesser zu Setzungen und Schäden am Gebäude führen. Um dies zu verhindern werden Unterfangungssäulen bei der Firma BAUER Spezialtiefbau GmbH mit einem maximalen Durchmesser von 1,5 m hergestellt.

Der Durchmesser von 1,5 m wird mit den neuen Düsenträgern in rolligen Böden auch bei einem Druck von 180 bar erreicht. Demzufolge können für Unterfangungen und Ab-

dichtungsmaßnahmen auch Pumpen mit einem maximalen Druck von ca. 200 bar und einer entsprechenden Förderleistung eingesetzt werden. Es ergeben sich folgende Vorteile bei der Verwendung kleinerer Pumpen:

- Die Pumpen benötigen weniger Fläche bei der Baustelleinrichtung.
- Die Transportkosten sind entsprechend der Pumpengröße kleiner.
- Im Vergleich mit den standardmäßig verwendeten Pumpen ermöglichen sie eine wirtschaftlichere Herstellung von Düsenstrahlelementen bis zu einem Durchmesser von 1,5 m.

Als wirtschaftlichere und von den Abmessungen her kleinere Alternative zu den bisher verwendeten Dreikolbenpumpen wird für die folgenden Untersuchungen und Vergleiche eine Zweikolbenpumpe mit elektrohydraulischem Antrieb verwendet. Die Zweikolbenpumpe wird mit einer der standardmäßig beim Düsenstrahlverfahren verwendeten Dreikolbenpumpen theoretisch anhand des Massenstroms und praktisch anhand der auf dem Prüfstand ermittelten Schneidkraft verglichen. Hierzu wird zuerst die Funktionsweise von Kolbenpumpen beschrieben, anschließend das charakteristische Förderverhalten dieser Pumpen berechnet und für eine Zwei- und eine Dreikolbenpumpe grafisch dargestellt.

Um mit der Zweikolbenpumpe einen konstanten Massenstrom zu gewährleisten, wird in diesem Kapitel ein Windkessel für Zweikolbenpumpen entwickelt, der die spezifischen Anforderungen des Düsenstrahlverfahrens erfüllt.

Abschließend wird die Schneidkraft der beiden Pumpen auf dem in Kapitel 2 vorgestellten Prüfstand untersucht. Die Zweikolbenpumpe wird mit und ohne Windkessel getestet.

4.2 Funktionsweise von Tauchkolbenpumpen

Bei Tauchkolbenpumpen gibt es folgende Antriebsvarianten:

- elektrohydraulischer Antrieb (siehe Bild 4.1)
- Kurbelantrieb (siehe Bild 4.2)

Entgegen der Tauchkolbenpumpe mit Kurbelantrieb hat die Pumpe mit elektrohydraulischem Antrieb eine kompaktere Bauform. Die vom Antrieb unabhängige Funktionsweise der Tauchkolbenpumpe wird anhand von Bild 4.1 erläutert. Bewegt sich der dargestellte Kolben 2 nach oben, so erzeugt er im Pumpenraum gegenüber dem Sauganschluss einen Unterdruck. Durch diesen Unterdruck wird das Saugventil geöffnet und das Schneidmedium strömt durch die Saugleitung in den Pumpenraum. Während dieses Saughubes bleibt das Druckventil durch den in der Druckleitung herrschenden Überdruck geschlossen. Wird der Kolben 1 nach unten bewegt, so übt er auf das Schneidmedium einen Überdruck gegenüber dem Druckanschluss aus, woraufhin sich das Saugventil schließt, und

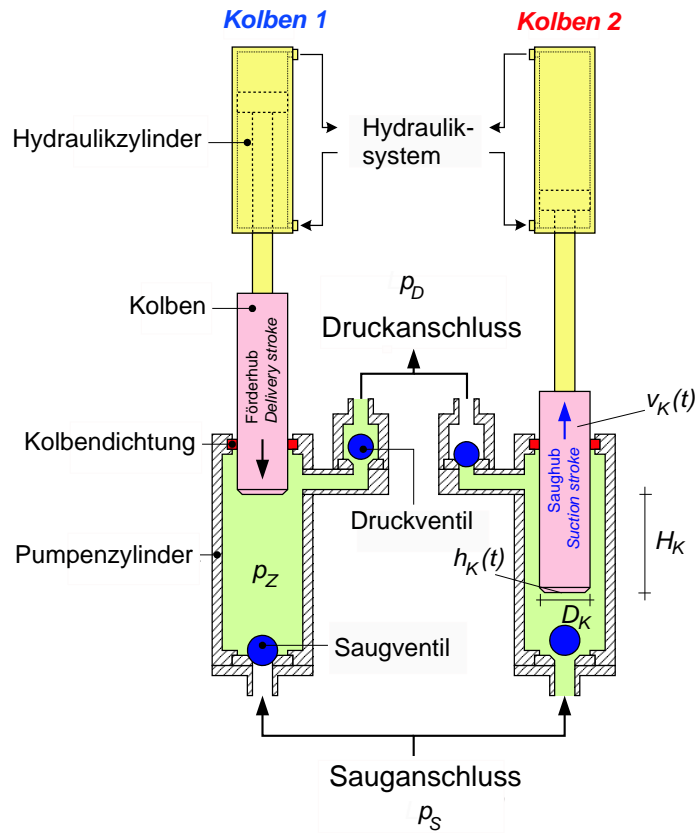


Bild 4.1: Funktionsweise einer hydraulisch betriebenen Zweikolbenpumpe [7].

der Kolben das Schneidmedium über das sich öffnende Druckventil in die Druckleitung verdrängt [10, 55, 67].

Sowohl das Ansaugen wie auch das Fördern des Schneidmediums erfolgt bei Kolbenpumpen nicht gleichmäßig. Es wird nur beim Saughub angesaugt, beim Druckhub gefördert. Die Bedingungen zum Öffnen und Schließen der Saug- und Druckventile lauten wie folgt:

$$\begin{aligned}
 p_Z > p_D & \quad \text{Druckventil offen} \\
 p_Z > p_S & \quad \text{Saugventil geschlossen} \\
 p_Z < p_S & \quad \text{Saugventil offen} \\
 p_Z < p_D & \quad \text{Druckventil geschlossen}
 \end{aligned}$$

Aber auch während eines Hubs ist der Massenstrom des Schneidmediums nicht konstant, da die Kolbengeschwindigkeit durch die oszillierende Bewegung zwei Umkehrpunkte hat. An diesen Umkehrpunkten ist die Kolbengeschwindigkeit gleich 0. Zwischen den Umkehrpunkten hat der Kolben bei der jeweiligen Position $h_K(t)$ die entsprechen-

de Geschwindigkeit $v_K(t)$. Die Strecke zwischen den Umkehrpunkten wird als Hub H_K bezeichnet [56].

Der Kolben bewegt sich vom Beginn bis zur Mitte des Hubs mit zunehmender Geschwindigkeit. Das heißt die Geschwindigkeit des Schneidmediums in der Druckleitung nimmt ebenfalls bis zur Hubmitte zu. In der zweiten Hälfte des Hubs nimmt die Kolbengeschwindigkeit bis zum Stillstand wieder ab [10].

4.3 Charakteristisches Förderverhalten von Mehrkolbenpumpen

Die Geschwindigkeit mit welcher das Schneidmedium im Pumpenraum und der Rohrleitung bewegt wird, hängt ausschließlich von der Geschwindigkeit des Kolbens ab. Ist das Bewegungsgesetz des Kolbens gegeben, so lässt sich die Geschwindigkeit und der Massenstrom des Schneidmediums für den gewünschten Zeitraum berechnen [10].

Bei der Betrachtung von Vorgängen im Pumpenarbeitsraum, dem angeschlossenen Windkessel oder in den Rohrleitungen wird stets vom Weg, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung des Pumpenkolbens ausgegangen. Da der Antrieb der Kolben in den meisten Fällen über einen Kurbeltrieb erfolgt, werden die folgenden Berechnungen für den in Bild 4.2 dargestellten kurbelgetriebenen Kolben durchgeführt.

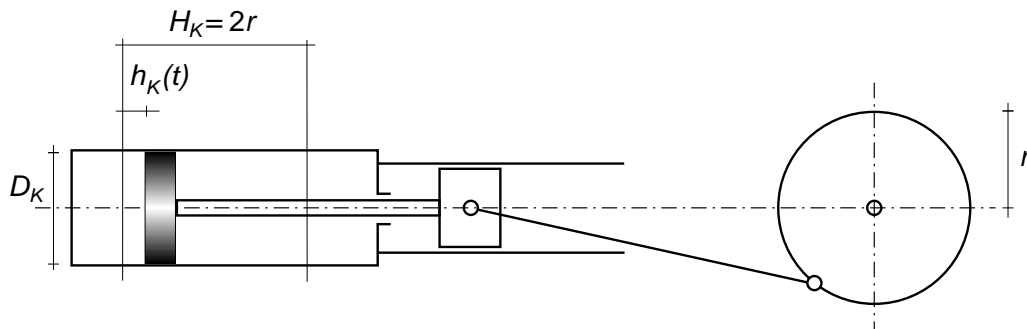


Bild 4.2: Kolben mit Kurbeltrieb [67].

4.3.1 Berechnung des Massenstroms

Im Folgenden wird eine Beispielrechnung für eine kurbelgetriebene Mehrkolbenpumpe anhand von Bild 4.2 durchgeführt. Der Kolben einer kurbelgetriebenen Mehrkolbenpumpe führt durch seinen Antrieb bedingt eine sinusförmige Bewegung aus. Die Kolbenposition h_K lässt sich bei einer Frequenz f_K der Antriebswelle mit einem Hub H_K durch folgende Funktion beschreiben [10]:

$$h_K(t) = H_K \cdot \sin(2\pi \cdot f_K \cdot t) \quad (4.1)$$

Diese Funktion beschreibt jedoch nur das Verhalten eines Einzelkolbens. Um eine beliebige Anzahl gleichmäßig über eine Voldownrehung verteilter Kolben n_K beschreiben zu können, muss deren Phasenverschiebung $\frac{2\pi}{n_K}$ berücksichtigt werden. Für die Position h_{k_i} des Kolbens k_i gilt dann [10, 43]:

$$h_{K_i}(t) = \frac{H_K}{2} \cdot \sin \left(2\pi \cdot f_K \cdot t + \frac{2 \cdot (i-1) \cdot \pi}{n_K} \right) \quad (4.2)$$

Die erste Ableitung der Bewegungsgleichung nach der Zeit ergibt die Kolbengeschwindigkeit.

$$v_{K_i}(t) = \frac{d}{dt} h_{K_i}(t) = \pi \cdot f_K \cdot H_K \cdot \cos \left(2\pi \cdot f_K \cdot t + \frac{2 \cdot (i-1) \cdot \pi}{n_K} \right) \quad (4.3)$$

Wird die Kolbengeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Zeit $v_{K_i}(t)$ mit der Kolbenfläche A_K multipliziert, so ergibt sich der Volumenstrom $\dot{V}_{K_i}(t)$ wie in Gleichung (4.4) dargestellt.

$$\dot{V}_{K_i}(t) = v_{K_i}(t) \cdot A_K \quad (4.4)$$

Der Massenstrom \dot{m} ergibt sich aus dem Volumenstrom $\dot{V}_{K_i}(t)$ multipliziert mit der Dichte ρ des geförderten Mediums.

Eine Pumpe fördert jedoch nur solange sich der Kolben in eine Richtung bewegt. Auf dem Rückweg saugt die Pumpe Fluid an. Das bedeutet für die Auswirkung der Kolbengeschwindigkeit auf den Massenstrom je nach Definition, dass nur die positive oder nur die negative Kolbengeschwindigkeit einen Massenstrom in Flussrichtung produziert. Für negative Kolbengeschwindigkeiten muss in der Massenstromgleichung Null eingesetzt werden. Mathematisch kann dies mit der max-Funktion ausgedrückt werden [53].

$$\dot{m}_{K_i}(t) = \rho \cdot A_K \cdot \max(0, v_{K_i}(t)) \quad (4.5)$$

Für eine beliebige Anzahl von Kolben n_K ist der Massenstrom über die Einzelkolben K_i zu summieren. In Zusammenhang mit

$$A_K = \pi \cdot \frac{D_K^2}{4} \quad (4.6)$$

gilt somit für den Massenstrom der Pumpe mit n_K Kolben folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} \dot{m}(t, \rho, n_K, f_K, H_K, D_K) = & \rho \cdot \pi \cdot \frac{D_K^2}{4} \cdot H_K \cdot \pi \cdot f_K \cdot \\ & \sum_{i=1}^{n_K} \max \left(0, \cos \left(2 \cdot \pi \cdot f_K \cdot t + \frac{2 \cdot (i-1) \cdot \pi}{n_K} \right) \right) \end{aligned} \quad (4.7)$$

Im folgenden Abschnitt wird das Förderverhalten von Mehrkolbenpumpen mit unterschiedlicher Kolbenanzahl anhand des mit Gleichung (4.7) berechneten Massenstroms verglichen. Hierbei werden die Ventilverluste nicht berücksichtigt.

4.3.2 Gegenüberstellung verschiedener Mehrkolbenpumpen

Zur Darstellung des Massenstroms bei Pumpen mit zwei und drei Kolben werden die folgenden Eckdaten der für die Versuche verwendeten Zweikolbenpumpe benutzt. Die technischen Eckdaten lauten wie folgt:

- $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ für Wasser
- $n_K = 2$ bzw. 3
- $f_K = 0,47 \text{ Hz}$
- $H_K = 0,28 \text{ m}$
- $D_K = 0,11 \text{ m}$

Bei der hier durchgeführten Berechnung wurden die Ventilverluste beim Saug- und Druck-Ventil vernachlässigt. Die grafische Darstellung des berechneten charakteristischen Förderverhaltens zeigt, dass der Massenstrom einer Dreikolbenpumpe (siehe Bild 4.4) wesentlich konstanter ist, als der einer Zweikolbenpumpe (siehe Bild 4.3). Im hier dargestellten Berechnungsbeispiel liegt der Massenstrom der Zweikolbenpumpe zwischen 0 und 7,8 kg/s. Der Massenstrom der Dreikolbenpumpe liegt zwischen 6,8 und 7,8 kg/s. Im folgenden Abschnitt wird eine Lösung zur Verstetigung des unstetigen Massenstroms bei Ein- und Zweikolbenpumpen vorgestellt.

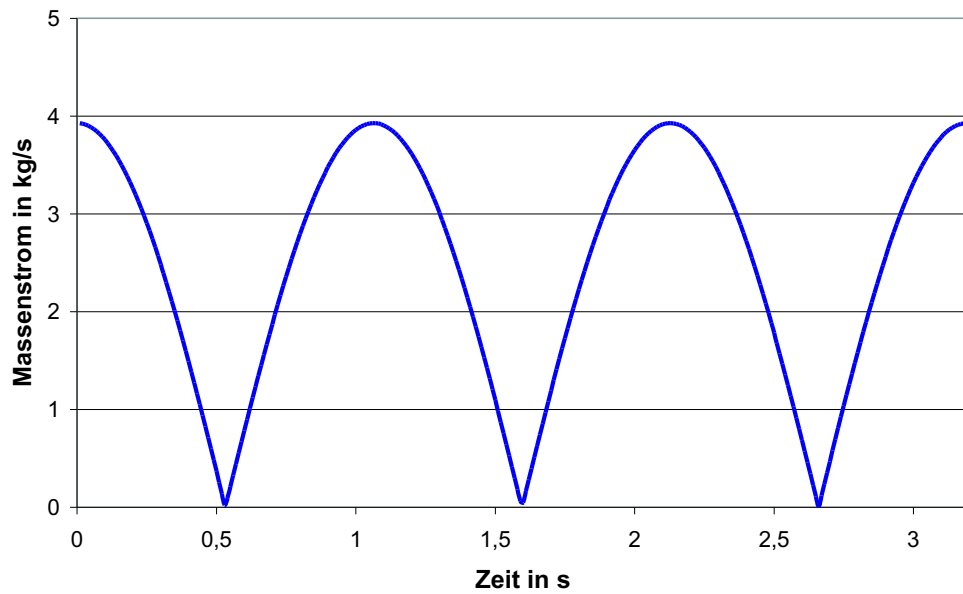


Bild 4.3: Massenstrom der Zweikolbenpumpe

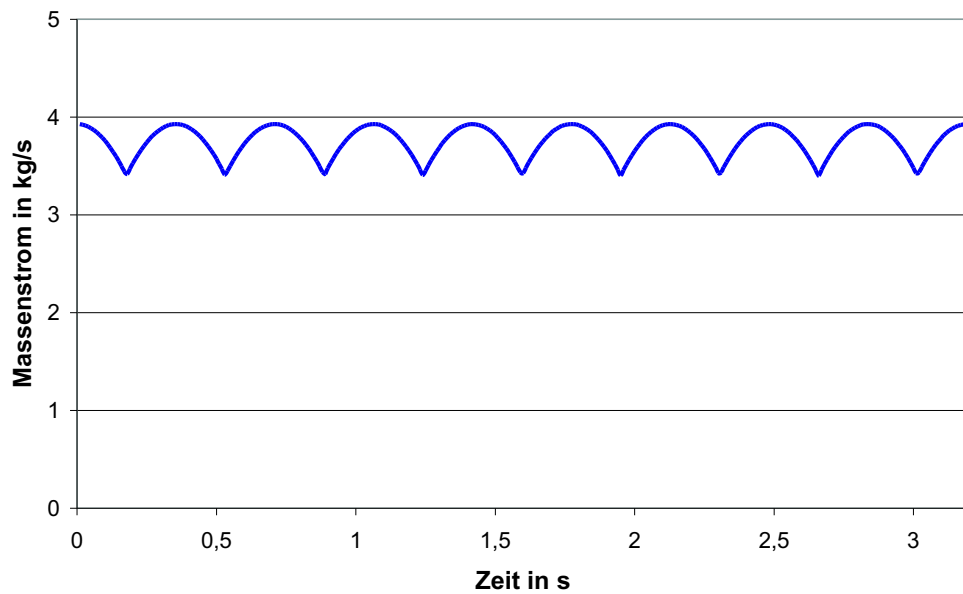


Bild 4.4: Massenstrom der Dreikolbenpumpe

4.4 Windkessel

4.4.1 Konstruktion und Funktion

Windkessel haben die Aufgabe, in der Saug- oder Druckleitung als elastisches Zwischenglied zu wirken. Das ungleichmäßige Ansaugen und Fördern, das durch die oszillierende Bewegung des Kolbens bedingt ist, soll sich nicht bis in die Saug- bzw. die Druckleitung fortsetzen. Bei einer Zweikolbenpumpe führt dies zu dem in Bild 4.3 dargestellten unstetigen Massenstrom, welcher beim Düsenstrahlverfahren zu ungleichmäßigen Düsenstrahlelementen führen kann.

Wird ein Windkessel in die Druckleitung eingebaut, so bewegt sich das geförderte Medium in der Druckleitung trotz der oszillierenden Bewegung des Kolbens mit annähernd gleicher Geschwindigkeit [67].

Der Windkessel ist ein Gefäß, das mit einem Gas (z.B.: Druckluft oder Stickstoff) gefüllt und so konstruiert ist, dass das Gas nicht über die Druckleitung entweichen kann (siehe Bild 4.5). Beim Betrieb einer Pumpe mit Windkessel wird nur die zwischen Pumpe und Windkessel befindliche Masse an gefördertem Medium die Geschwindigkeitsänderung des Kolbens erfahren, während die Mediummasse in der Druckleitung hinter dem Windkessel sich mit konstanter Geschwindigkeit bewegt [10]. In Bild 4.3 ist der Massenstrom für eine Zweikolbenpumpe ohne Windkessel dargestellt.

Wird eine Zweikolbenpumpe mit einem Windkessel kombiniert, so wird durch Überdruck am Kolben die in Bild 4.6 grau unterlegte und mit A gekennzeichnete Menge an Schneidmedium im Windkessel (siehe Bild 4.5) gespeichert. Die Strömung in der Druckleitung hinter dem Windkessel bleibt in dieser Zeit gleichmäßig. Während des Abbremsvorganges des ersten Kolbens und des anschließenden Beschleunigungsvorganges des zweiten Kolbens, dehnt sich die im Windkessel komprimierte Luft wieder aus und drückt somit die grau unterlegte und mit B gekennzeichnete Menge an Schneidmedium wieder in die Druckleitung. Die Strömung in der Druckleitung verläuft somit weiterhin gleichmäßig [56].

Der Windkessel bietet somit die folgenden Vorteile:

- nahezu gleichmäßige Strömung in der Druckleitung
- Möglichkeit einer höheren Drehzahl ohne Ventilschlag
- geringere Beanspruchung der Konstruktionsteile
- gleichmäßiger Anlauf der Pumpe

In Abschnitt 4.5 wird auf dem Prüfstand untersucht, welche Auswirkungen der Windkessel bei einer Zweikolbenpumpe auf die Schneidkraft hat. Im folgenden Abschnitt wird der im Windkessel benötigte Luftdruck berechnet.

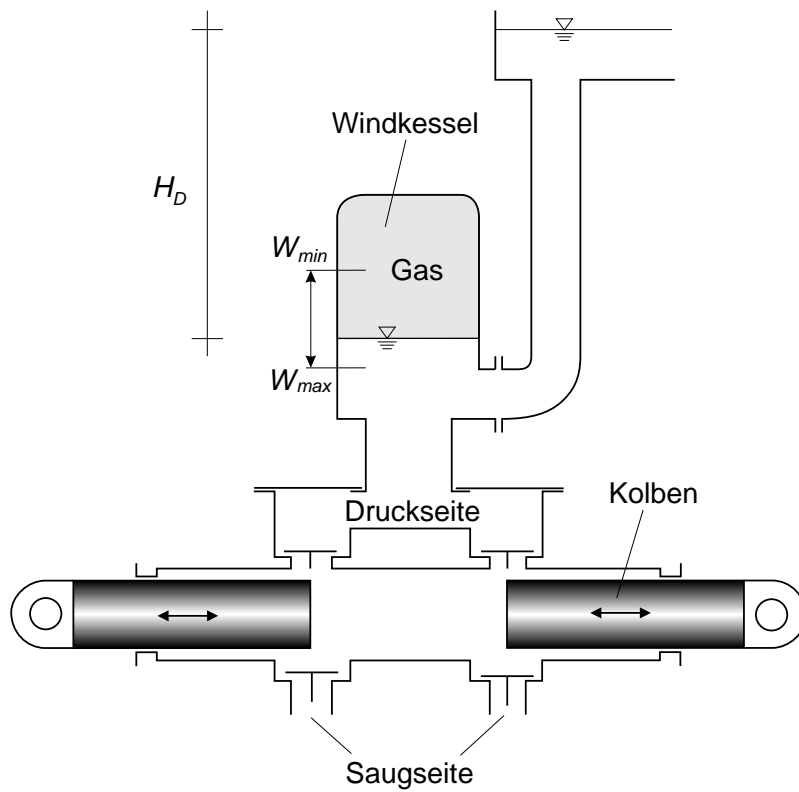


Bild 4.5: Zweikolbenpumpe mit Windkessel [10].

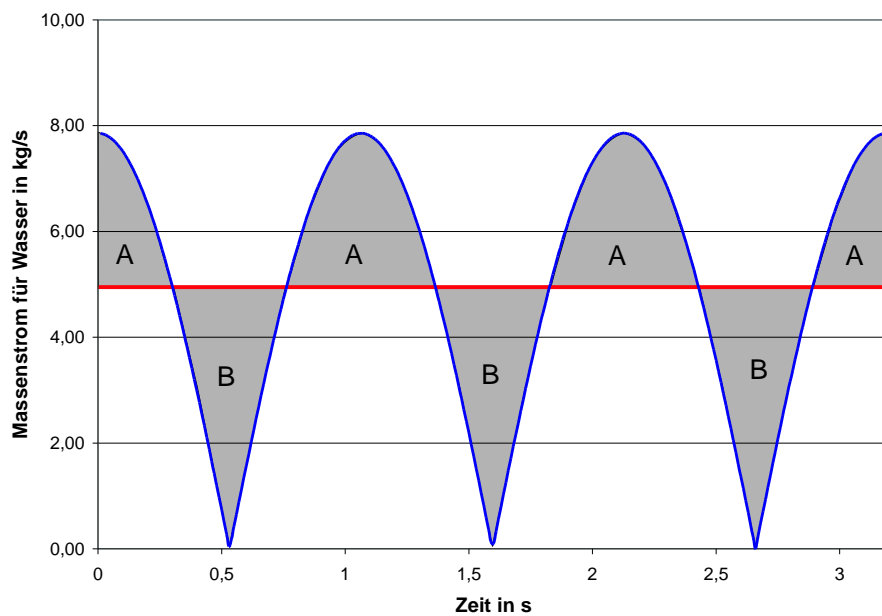


Bild 4.6: Wirkung des Windkessels auf den Massenstrom einer Zweikolbenpumpe [43].

4.4.2 Berechnung des Windkessels

Um den Windkessel für die Zweikolbenpumpe zu dimensionieren, ist die fluktuierende Menge an Schneidmedium zu berechnen, die über den Windkessel ausgeglichen wird. Der Windkessel kann entweder statisch oder dynamisch berechnet werden [43, 67].

Bei der statischen Windkesselberechnung wird angenommen, dass nur das geförderte Medium zwischen Pumpe und Windkessel der Kolbenbewegung folgt, also beschleunigt oder verzögert wird. Daraus ergibt sich für die statischen Berechnungen des Windkessels die Annahme, dass der Druck des Gases im Windkessel immer konstant ist. Für die zwischen Druckwindkessel und Düse befindliche Menge an Medium wird angenommen, dass sie eine nahezu gleichbleibende Geschwindigkeit hat [67].

Bei der dynamischen Berechnung des Windkessels wird im Gegensatz zur statischen Berechnung berücksichtigt, dass der Druck im Windkessel Schwankungen unterworfen ist, die auf das Schneidmedium in der Druckleitung hinter dem Windkessel wirken. Durch die Druckschwankungen im Windkessel bildet sich ein schwingendes System. Ist der Druck im Windkessel größer als der mittlere Druck im System, dann wird die Strömung in der Druckleitung beschleunigt, im umgekehrten Fall wird sie verzögert. Das Gas im Windkessel lässt sich mit einer Feder vergleichen, die zwischen zwei starren, gegeneinander schwingenden Massen wirkt [67].

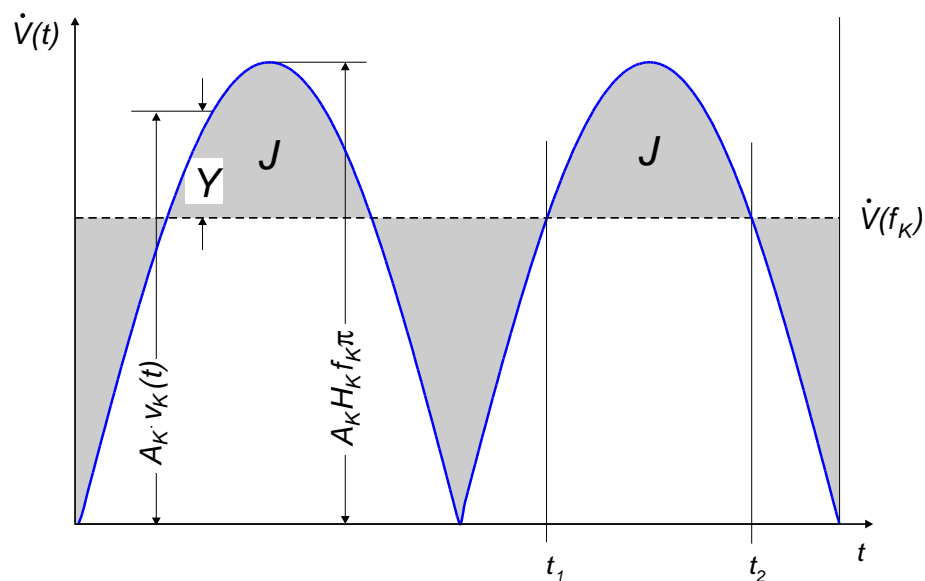


Bild 4.7: Fluktuierende Mengen an Schneidmedium bei einer Zweikolbenpumpe mit Windkessel [43].

Da für die Dimensionierung des Druckwindkessels eine grobe Abschätzung reicht, wird die fluktuierende Menge Schneidmedium im Windkessel statisch berechnet.

Die Gleichung für den Volumenstrom der Zweikolbenpumpe ohne Förderverluste lautet:

$$\dot{V}(f_K) = 2 \cdot A_K \cdot H_K \cdot f_K \quad (4.8)$$

Die fluktuierende Menge Schneidmedium J ergibt sich entsprechend Bild 4.7 zu

$$J = \int_{t_1}^{t_2} Y dt, \quad (4.9)$$

entsprechend Bild 4.7 ergibt sich $\dot{V}(t, f_K)$ zu

$$Y = A_K \cdot v_K(t) - \dot{V}(f_K) \quad (4.10)$$

$$Y = A_K \cdot H_K \cdot f_K (\pi \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_K \cdot t) - 2). \quad (4.11)$$

Somit ergibt sich für das Integral 4.9 folgender Ausdruck

$$J = \int_{t_1}^{t_2} A_K \cdot H_K \cdot f_K (\pi \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_K \cdot t) - 2) dt \quad (4.12)$$

Zwischen dem Kurbelwinkel und der Zeit besteht über die Frequenz folgender eindeutiger Zusammenhang:

$$2 \cdot \pi \cdot f_K \cdot t = \varphi. \quad (4.13)$$

Mit der Ableitung der Gleichung (4.13) nach der Zeit $\frac{d}{dt}$ ergibt sich folgende Gleichung:

$$dt = \frac{d\varphi}{2 \cdot \pi \cdot f_K} \quad (4.14)$$

Mit Gleichung (4.14) kann die Gleichung (4.12) wie folgt umgeformt werden:

$$J = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} A_K \cdot \frac{H_K}{2} \left(\sin \varphi - \frac{2}{\pi} \right) d\varphi \quad (4.15)$$

Die Bedingung zur Bestimmung der Integrationsgrenzen lautet: $Y = 0$

$$\Rightarrow \sin \varphi_1 - \frac{2}{\pi} = 0 \quad \Rightarrow \quad \varphi_1 = 39,5^\circ \quad (4.16)$$

Damit ergibt sich aus Gleichung (4.15) für eine Zweikolbenpumpe folgende fluktuierende Menge Schneidmedium [43]:

$$J = 0,21 \cdot A_K \cdot H_K \quad (4.17)$$

Die fluktuierende Menge an Schneidmedium pro Kolbenhub beträgt nach Gleichung (4.17) für die in dieser Arbeit getestete Zweikolbenpumpe der Firma Obermann

$$J = 0,21 \cdot \pi \cdot \frac{0,11^2}{4} \cdot 0,28 \cdot 1000 = 0,56 \text{ l.}$$

Dieses Gasvolumen wird bei jedem Kolbenhub im Windkessel verdichtet und wieder entspannt.

4.4.3 Weiterentwickelter Windkessel für das Düsenstrahlverfahren

Der in Abschnitt 4.4.1 vorgestellte Windkessel kann beim Düsenstrahlverfahren nur für das Zwei-Phasen-System mit Wasser und Suspension, sowie für das Drei-Phasen-System (siehe Abschnitt 1.3) verwendet werden, da bei diesen beiden Verfahren der Boden mit Wasser geschnitten wird.

Beim Ein-Phasen- oder Zwei-Phasen-System mit Suspension und Luft kann eine derartige Konstruktion nicht verwendet werden, da hier Zementsuspension in der Druckleitung gefördert wird. Die geringe Strömungsgeschwindigkeit im Mediumteil des Windkessels zwischen dem maximalen Gasvolumen W_{max} und dem kleinsten Gasvolumen W_{min} (siehe Bild 4.5) würde zu Ablagerungen von Zementstein führen. Dieser Zementstein würde den Windkessel nach kurzer Zeit außer Funktion setzen.

Damit der Windkessel für alle beim Düsenstrahlverfahren verwendete Phasen-Systeme entsprechend Abschnitt 1.3 eingesetzt werden kann, muss er folgende Kriterien erfüllen:

- er muss dem Maximaldruck der Zweikolbenpumpe (220 bar) standhalten
- Ohne Druck im System darf das unter Druck stehende Gas im Windkessel nicht entweichen.
- Die Zementsuspension darf nicht in den Mediumteil des Windkessels gelangen, um dort Zementablagerungen zu verhindern.
- Es muss eine annähernd gleich große und konstante Strömungsgeschwindigkeit in dem Teil des Windkessels vorliegen, der mit der Zementsuspension in Berührung kommt. Die Strömungsgeschwindigkeit muss dort annähernd so groß sein wie in der Druckleitung.

Zur Speicherung der Druckenergie während des Kolbenhubes werden Membranspeicher verwendet. Diese halten den geforderten Drücken stand und das unter Druck stehende Gas entweicht bei drucklosem System nicht. Der Membranspeicher besteht aus einem Medium- und einem Gasteil mit einer Membran als gasdichtem Trennelement (siehe Bild 4.8). Der Mediumteil steht mit dem hydraulischen Kreislauf in Verbindung, so dass beim Anstieg des Druckes der Membranspeicher gefüllt und das Gasvolumen komprimiert wird. Beim Absinken des Druckes expandiert das verdichtete Gasvolumen und verdrängt dabei das gespeicherte Medium in den Kreislauf. Im Gasteil der Membranspeicher wird Stickstoff als kompressibles Medium verwendet [4].

Um eine Beschädigung der Membran bei völliger Entleerung des hydraulischen Systems zu verhindern, ist in den Membranboden ein Ventilteller eingesetzt. Der Ventilteller verschließt bei völliger Entleerung den hydraulischen Ausgang des Membranspeichers [4].

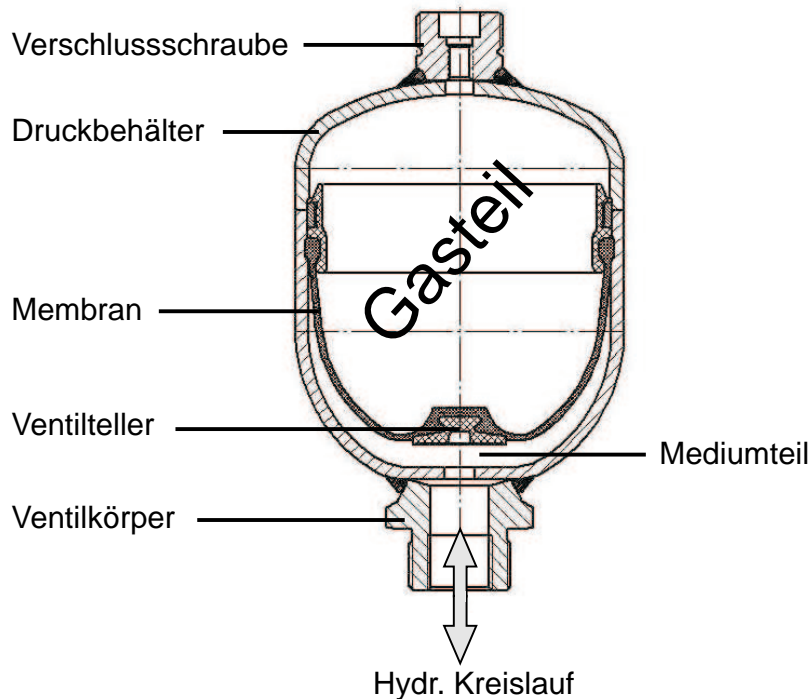


Bild 4.8: Aufbau eines Membranspeichers der Firma Hydac [4]

Technische Daten der verwendeten Membranspeicher:

- Nennvolumen des Gastteils: 3,5 l
- Zulässiges Druckverhältnis Belastungsdruck p_2 zum Vorfülldruck p_0 : 4:1
- Zulässiger Betriebsüberdruck: 210 bar

Der gewählte Membranspeicher erfüllt zwar drei der geforderten Kriterien, erreicht aber nicht die geforderte Strömungsgeschwindigkeit im Windkessel. Aus diesem Grund wurde in Verbindung mit den gewählten Membranspeichern folgendes in Bild 4.9 dargestellte Dämpfungssystem entwickelt, bei dem mehrere Membranspeicher (siehe Bild 4.8) kombiniert wurden.

Um die Anforderung der konstanten Strömungsgeschwindigkeit zu erfüllen, wird die Suspension durch einen ca. 1 m langen dehnbaren Schlauch geleitet. Der dehnbare Schlauch überträgt die Druckschwankungen über ein Öl auf die mit Stickstoff vorgespannten Membranspeicher (siehe Bild 4.9). Hierzu wird der Schlauch in ein Stahlrohr eingebaut und mit den entsprechenden Anschlüssen für die Hochdruckleitung versehen. Die Membranspeicher werden an das Stahlrohr angeschlossen und haben so Kontakt zu dem mit Öl gefüllten Raum zwischen dehnbarem Schlauch und Stahlrohr. Um den Windkessel auch bei Pumpen mit einer größeren fluktuierenden Masse verwenden zu können, wird er

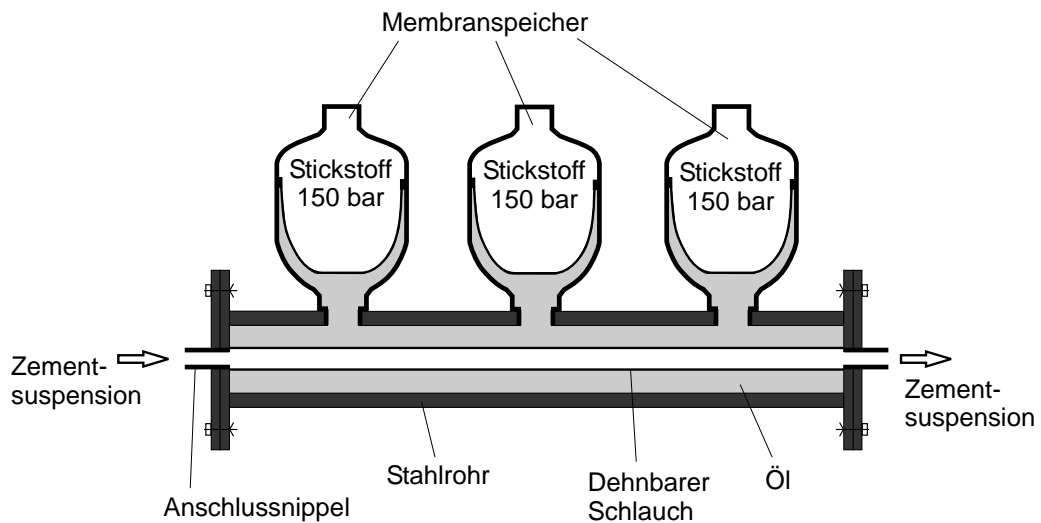


Bild 4.9: Skizze zum Aufbau des Dämpfungssystems mit Membranspeichern für eine Zweikolbenpumpe

mit drei Membranspeichern ausgestattet. Für die im weiteren Verlauf dieser Arbeit durchgeführten Versuche wurden nur zwei Membranspeicher verwendet, da diese vom Gasvolumen her für die verwendete Zweikolbenpumpe ausreichten. Der dritte wurde durch einen Schieber von dem mit Öl gefüllten Raum getrennt.

4.4.4 Vorspanndruck der Membranspeicher

Der Vorspanndruck der Membranspeicher wird über die in Abschnitt 4.4.2 berechnete fluktuierende Mediummenge pro Kolben berechnet.

In der Realität liegt die Verdichtung und Dehnung des Stickstoffes zwischen einer Adiabate und einer Isotherme. Zur Berechnung des Vorspanndruckes der Membranspeicher wird isothermes Verhalten angenommen. Somit kann die Berechnung des Vorspanndruckes der Membranspeicher mit der Zustandsgleichung eines idealen Gases 4.18 erfolgen [21, 32, 41, 42, 51, 69]:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad (4.18)$$

Unter folgenden Randbedingungen wird der Vorspanndruck der Membranspeicher für einen Schneiddruck von 170 bar berechnet:

- fluktuierende Mediummenge: 0,56 l/Kolbenhub
- Gasvolumen des unbelasteten Membranspeichers: $V_1 = 2 \cdot 3,5 \text{ l} = 7 \text{ l}$
- Gasvolumen des belasteten Membranspeichers: $V_2 = V_1 - 0,56 \text{ l} = 6,44 \text{ l}$
- Gasdruck im belasteten Membranspeicher: $p_2 = 170 \text{ bar}$

Pumpe	Soilmec 7T450	Obermann HD 110-2-A
Antrieb	Dieselmotor	Elektro-hydraulisch
Antriebsleistung	383 kW bei 2000 U/min	55 kW
Abmessungen	6055x2450x2585 mm	2220x1450x2230 mm
Gewicht	ca. 12.000 kg	ca. 3000 kg
Förderpumpe	Tauchkolbenpumpe	Tauchkolbenpumpe
Kolbenanzahl	3 Stück	2 Stück
Kolbendurchmesser	88,9 mm	110 mm
Kolbenhub	177,8 mm	278,8 mm
max. Fördermenge	300 l/min	245 l/min
max. Förderdruck	500 bar	220 bar

Tabelle 4.1: Technische Daten der zum Vergleich stehenden Pumpen

Mit den aufgeführten Randbedingungen und der Gleichung (4.18) ergibt sich für einen Schneiddruck von 170 bar ein Vorspanndruck für die Membranspeicher von 156 bar.

Der jeweilige Vorspanndruck der Membranspeicher für die gewählten Schneiddrucke ist in Tabelle 4.2 aufgeführt. Es zeigt sich, dass der berechnete Druck, mit dem die Membranspeicher des Windkessels vorzuspannen sind, ca. 8% unterhalb des Druckes liegt, den die Pumpe beim Düsen liefert.

Die Vorspannungsdrücke der Membranspeicher für die in Abschnitt 4.5 durchgeführten Versuche sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

Die folgenden Versuche sollen zeigen, welche Auswirkung der Massenstrom einer Zweikolbenpumpe auf die Schneidkraft des Düsenstrahls hat und ob die Schneidkraft durch die Verwendung des entwickelten Druckwindkessels verbessert werden kann. Die Zweikolbenpumpe wird hierzu anhand der auf dem Prüfstand ermittelten Schneidkraft mit einer Dreikolbenpumpe verglichen.

4.5 Auswirkung des Förderverhaltens auf die Schneidkraft

Die Auswirkung des Förderverhaltens verschiedener Pumpentypen auf die Schneidkraft des erzeugten Düsenstrahls wurde auf dem in Kapitel 2 vorgestellten Prüfstand untersucht. Die Versuche wurden mit einer Dreikolbenpumpe, und einer Zweikolbenpumpe mit und ohne Membranspeicher durchgeführt. Die technischen Daten der für die Versuche verwendeten Pumpen sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Für die Versuche wurde ein Düsenträger vom Typ 3 (siehe Abschnitt 3.4) mit Düsen der Größe 3,5 mm; 4,0 mm; 4,5 mm und 5,0 mm verwendet.

Um die Schneidkraft der Pumpen direkt miteinander vergleichen zu können, müssen beide Pumpen mit dem gleichen Druck und der gleichen Fördermenge arbeiten. Da diese Parameter sich mit der Düsengröße ändern, wurde zuerst der maximale Druck und die ma-

Düse in mm	Druck p_2 in bar	Fördermenge $\dot{V}(f_K)$ in l/min	Vorspanndruck im Windkessel V_2 [bar]	
			berechnet	gewählt
3,5	172	105	158	155
4,0	170	130	156	155
4,5	150	155	138	135
5,0	130	175	119	115

Tabelle 4.2: Parameter für den Betrieb der Zweikolbenpumpe

ximale Fördermenge der Zweikolbenpumpe mit jeder zu testenden Düsengröße ermittelt. Das Ergebnis ist in Tabelle 4.2 dargestellt.

Damit die Schneidkraft der Pumpen miteinander verglichen werden kann, musste die Dreikolbenpumpe für jede Düsengröße auf die in Tabelle 4.2 angegebenen Parameter eingestellt werden.

4.6 Ergebnisse der Schneidkraftuntersuchung

Die Kurven in Bild 4.10 sind ein vergrößerter Ausschnitt aus der Phase 3 (siehe Bild 2.7) der Schneidkraftmessung für die Zweikolbenpumpe mit und ohne Windkessel, sowie für die Dreikolbenpumpe. Die in Bild 4.10 dargestellten Schneidkräfte sind mit einer Entfernung von 3 m zwischen Düsenträger und Prallplatte ohne Blende aufgezeichnet worden.

Die aufgezeichnete Schneidkraft der Zweikolbenpumpe ohne Windkessel zeigt deutlich jeden Kolbenhub. Wird die Zweikolbenpumpe mit Windkessel verwendet, so ist die aufgezeichnete Schneidkraft ebenso konstant wie die der Dreikolbenpumpe. Der Mittelwert der gemessenen Schneidkraft ist bei diesem Versuch für die Dreikolbenpumpe und für die Zweikolbenpumpe mit und ohne Windkessel nahezu gleich groß. Dies liegt an der Strahlbündelung, die bei einer Entfernung von 3 m zwischen Düsenträger und Prallplatte bei einer Messung ohne Blende keine Auswirkung auf das Messergebnis hat, da alle getesteten Kombinationen bei einer Entfernung von 3,0 m die Prallplatte voll treffen. Die Versuchsergebnisse der gesamten Versuchsreihe in unterschiedlichen Entfernungen zwischen Düsenträger und Prallplatte und verschiedenen Blenden sind im folgenden Abschnitt für die 4,0 mm Düse dargestellt.

Die Messergebnisse werden, wie in Abschnitt 2.4.1 beschrieben, ausgewertet und in den Bildern 4.11, 4.12 und 4.13 dargestellt.

In Bild 4.11 sind die Versuche ohne Blende dargestellt. Hier ist die gemessene Schneidkraft der getesteten Pumpen in allen vier Entfernungen nahezu gleich groß. Die Schneidkraft der Zweikolbenpumpe ohne Windkessel liegt bei allen Messentfernungen unterhalb der Messwerte der anderen Versuchskombinationen. Die Begründung hierfür ist in Bild 4.10 dargestellt. Der Mittelwert der Schneidkraft wird für die Zweikolbenpumpe immer kleiner sein als der Schneidkraftmittelwert für die Zweikolbenpumpe mit Windkes-

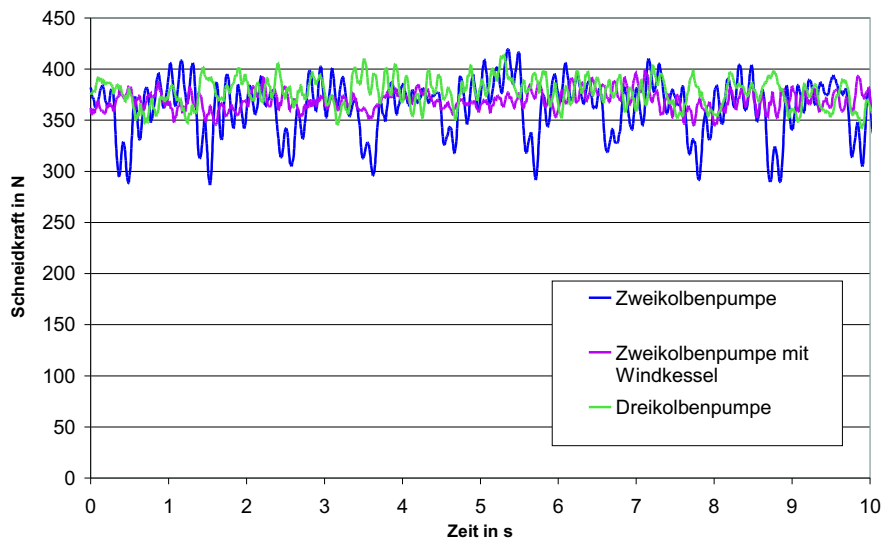


Bild 4.10: Vergleich der Dreikolbenpumpe mit der Zweikolbenpumpe mit und ohne Windkessel bei einem Versuch ohne Blende (mit 4,0 mm Düse in 3 m Entfernung)

sel oder die Dreikolbenpumpe. Dies wird mit dem schwankenden Förderstrom der Zweikolbenpumpe begründet, der dazu führt, dass die Schneidkraft zwischen den einzelnen Kolbenhüben um ca. 15 % nachlässt. Bei der Mittelwertbildung über die Messwerte der Phase 3 (siehe Bild 2.7) führt dies zu einer kleineren Schneidkraft.

Bei der Versuchsreihe ohne Blende liegt die Differenz der getesteten Kombinationen zwischen 6 % und 12 %. Dies wird mit dem geringen Einfluss der Strahlbündelung auf das Messergebnis bei dieser Versuchsreihe begründet. Denn unabhängig von der Bündelung, wird die gesamte Kraft des Düsenstrahls mit der 750 mm x 750 mm großen Prallplatte gemessen. Somit ist bei den Versuchen ohne Blende nur der Druck und die geförderte Menge entscheidend für das Messergebnis. Der Druck und die geförderte Menge werden zum Vergleich der Pumpen aber je Düse konstant gehalten.

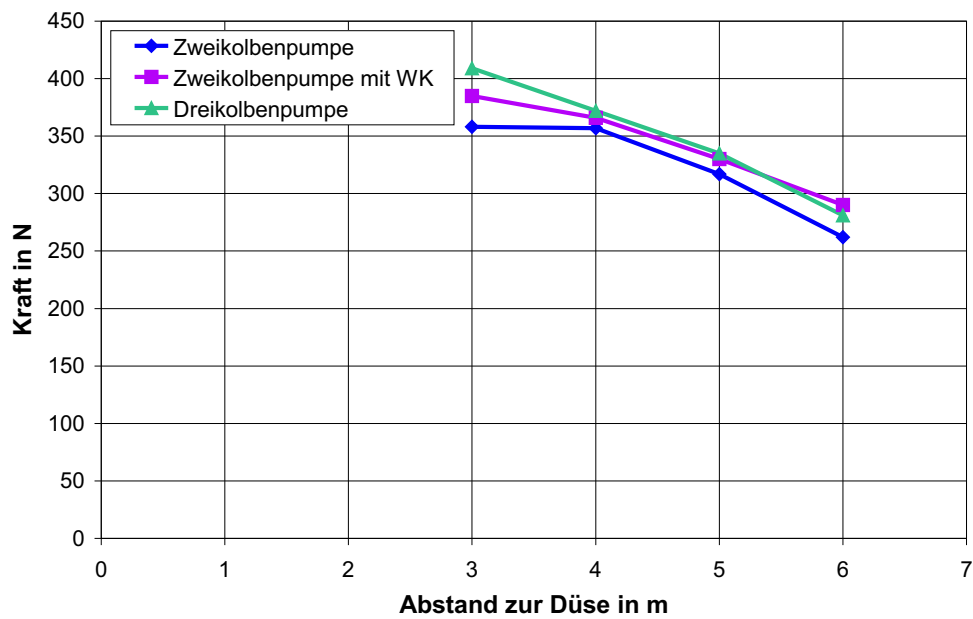


Bild 4.11: Vergleich der Pumpen bei 170 bar, mit der 4,0 mm Düse, ohne Blende

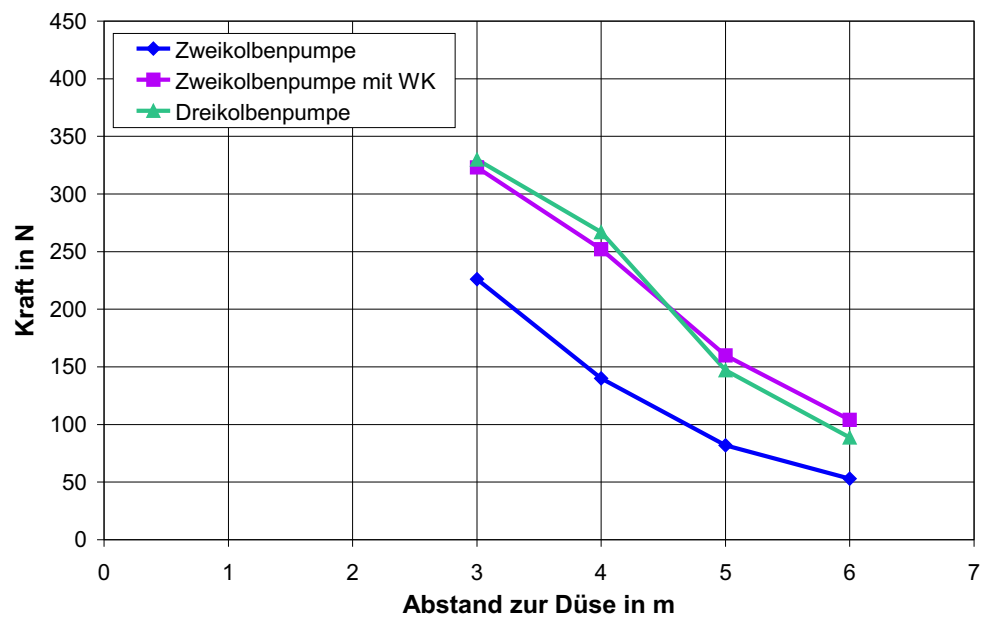


Bild 4.12: Vergleich der Pumpen bei 170 bar, mit der 4,0 mm Düse und 20 cm Blende

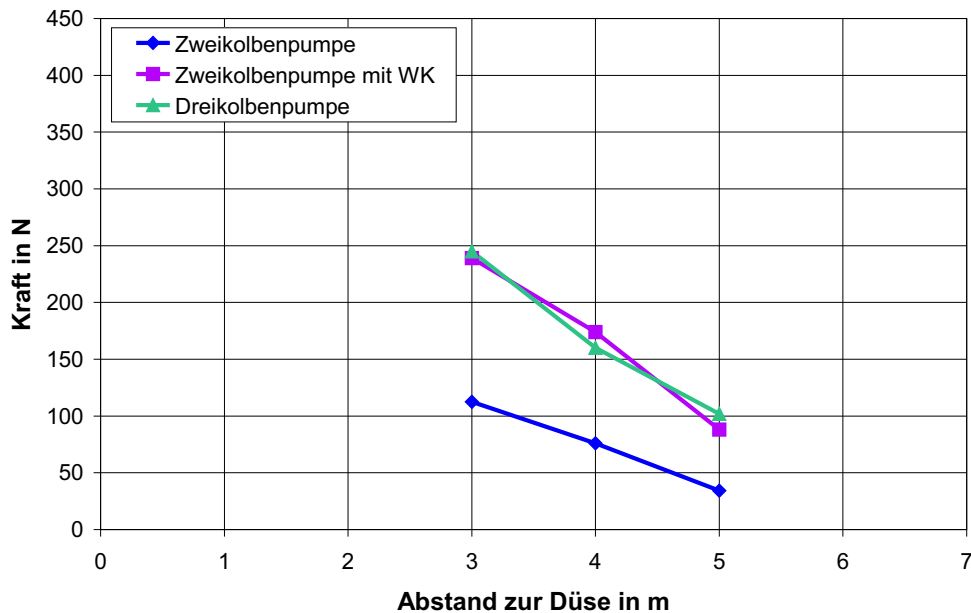


Bild 4.13: Vergleich der Pumpen bei 170 bar, mit der 4,0 mm Düse und 10 cm Blende

Wird der Prallplatte, wie in Bild 2.4 dargestellt, eine 20 cm Blende vorgeschaltet, so ergeben sich die in Bild 4.12 dargestellten Ergebnisse. Anhand dieser Auswertung wird der erste Unterschied der Schneidkraft zwischen Zweikolbenpumpe mit und ohne Windkessel deutlich. Die Zweikolbenpumpe mit Windkessel hat in allen Messpositionen nahezu die gleiche Schneidkraft wie die Dreikolbenpumpe. Die Schneidkraft der Zweikolbenpumpe ohne Windkessel ist je nach Entfernung des Düsenträgers zur Prallplatte zwischen 30 % und 46,5 % kleiner als die der Messungen mit Windkessel bzw. die der Dreikolbenpumpe. Die Differenzen der Schneidkraft bei der Zweikolbenpumpe mit und ohne Windkessel sind in Tabelle 4.3 dargestellt.

Das gleiche Ergebnis zeigen die Versuchen mit 10 cm Blende. Bei dieser Versuchsreihe liegen die Messwerte der Zweikolbenpumpe mit Windkessel und die der Dreikolbenpumpe bei allen gemessenen Entfernungen sehr nahe beieinander (siehe Bild 4.13). Die Messwerte der Zweikolbenpumpe ohne Windkessel sind dagegen je nach Abstand zur Düse zwischen 54 und 64 % kleiner als die Messergebnisse mit Windkessel. Die prozentualen Unterschiede der Schneidkraft bei der Zweikolbenpumpe mit und ohne Windkessel sind für die Versuche mit 10 cm Blende in Tabelle 4.4 dargestellt.

Entfernung [m]	Schneidkraft [N] der		Abweichung [%]
	Zweikolbenpumpe mit Windkessel	Zweikolbenpumpe ohne Windkessel	
3	323	226	30
4	252	140	44
5	160	82	49
6	104	53	49

Tabelle 4.3: Abweichung der Schneidkraft der Zweikolbenpumpe ohne und mit Windkessel bei 20 cm Blende in %

Entfernung [m]	Schneidkraft [N] der		Abweichung [%]
	Zweikolbenpumpe mit Windkessel	Zweikolbenpumpe ohne Windkessel	
3	239	113	53
4	174	76	56
5	88	34	61
6	-	-	-

Tabelle 4.4: Abweichung der Schneidkraft der Zweikolbenpumpe ohne und mit Windkessel bei 10 cm Blende in %

Für diese Unterschiede gibt es zwei Gründe:

1. Die Schneidkraft schwankt entsprechend dem Förderverhalten der Zweikolbenpumpe (siehe Bild 4.10). Der Messung ohne Blende nach zu urteilen führt dies aber nur zu einer geringen Verkleinerung der Schneidkraft (siehe Bild 4.11).
2. Das Förderverhalten der Zweikolbenpumpe ohne Windkessel führt zu einer geringeren Schneidkraft des Düsenstrahls. Der Grund hierfür wird im folgenden erläutert.

Die ständige Änderung des Geschwindigkeitsprofils, wie in Bild 4.14 dargestellt, führt dazu, dass sich die Rohrströmung nicht vollständig ausbilden kann (siehe Bild 3.6). Bei einer un stetigen Randströmung bilden sich Wirbel, die sich vom Strömungsrand lösen und in den Kern der Strömung fortsetzen. Diese Wirbel führen dazu, dass der Düsenstrahl nach dem Austritt aus der Düse keinen stabilen Strahlkern hat und sich schneller in einem dichten Tropfenregen auflöst als bei einer gleichmäßigen Strömung, wie sie z.B. die Dreikolbenpumpe oder die Zweikolbenpumpe mit Windkessel liefert.

Eine Rohrströmung, die durch jeden Kolbenhub ständigen Geschwindigkeitsänderungen ausgesetzt ist, enthält mehr Wirbel als eine Rohrströmung mit konstanter Geschwindigkeit und voll ausgebildeter Strömung (siehe Bild 3.6). Die zusätzlichen Wirbel führen zu einem instabilen Strahlkern, der nach der Düse zu einem sehr frühen Aufreißen des Düsenstrahls führt. Deshalb ist die Schneidkraft der Zweikolbenpumpe bei den Versuchen

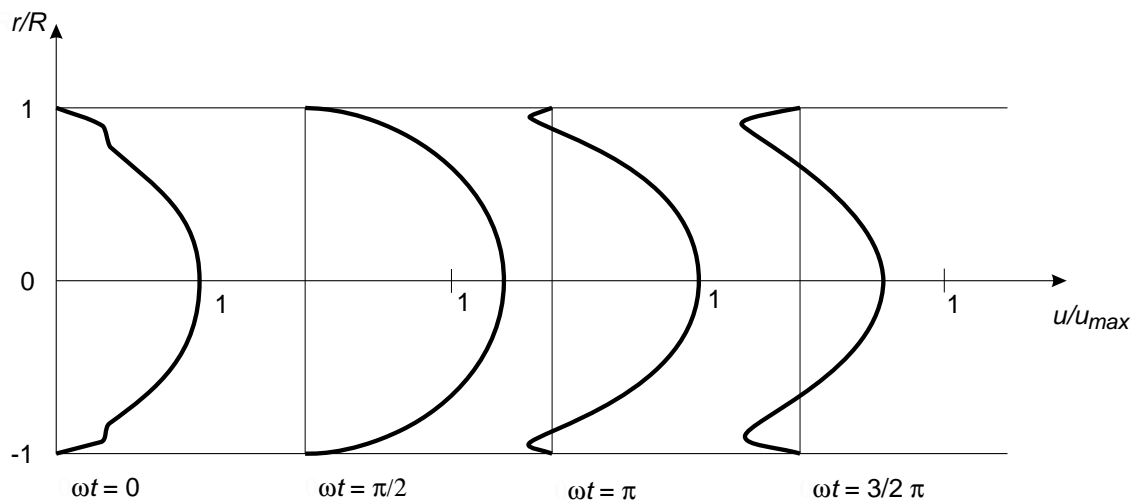


Bild 4.14: Geschwindigkeitsprofil bei pulsierender Rohrströmung [50]

mit 20 cm und 10 cm Blende bis zu 60 % kleiner als die der Zweikolbenpumpe mit Windkessel oder die der Dreikolbenpumpe.

4.7 Ergebnis der Versuchsreihe

Die Zweikolbenpumpe ohne Windkessel hat aufgrund ihres Förderverhaltens eine um bis zu 60 % geringere Schneidkraft als eine Dreikolbenpumpe. Mit dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Windkessel kann die Schneidkraft der Zweikolbenpumpe im betrachteten Druck- und Durchflussbereich auf das Niveau der Dreikolbenpumpe gesteigert werden. Das heißt, die Kombination aus einer Zweikolbenpumpe und dem in dieser Arbeit entwickelten Windkessel ist für alle Systeme des Düsenstrahlverfahrens (siehe Abschnitt 1.3) geeignet.

Bei der Verwendung einer Zweikolbenpumpe mit Windkessel wird sowohl beim Platzbedarf als auch bei den Kosten für die Baustelleneinrichtung gespart. Die Wartungs- und Betriebskosten einer Zweikolbenpumpe mit Windkessel sind deutlich günstiger als die einer mit Dieselaggregat angetriebenen Dreikolbenpumpe.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die Bedeutung des Düsenstrahlverfahrens hat seit seiner Einführung in Europa im Jahre 1977 so stark wie bei keinem anderen Spezialtiefbauverfahren zugenommen. Deshalb ist es unumgänglich, dieses flexible Verfahren weiterzuentwickeln, um so die Produktivität zu steigern, die Kosten zu senken und die Qualität der hergestellten Düsenstrahlkörper zu verbessern. In dieser Arbeit wurden zwei Bereiche des Düsenstrahlverfahrens untersucht und optimiert. Die beiden untersuchten Bereiche waren die Luftummantelung und das Förderverhalten von Pumpen mit unterschiedlicher Kolbenanzahl. Um die Entwicklungen beim Düsenstrahlverfahren zu beschleunigen und größtenteils unabhängig von Feldversuchen durchführen zu können wurde in dieser Arbeit eine unabhängige Versuchsplattform zum Testen von Komponenten des Düsenstrahlverfahrens entwickelt.

Die inhaltlichen Schwerpunkte der Arbeit umfassen:

- die Entwicklung eines Prüfstands zur Messung der Schneidkraft des Düsenstrahls, um anhand dieser Messergebnisse die Komponenten des Düsenstrahlverfahrens quantitativ beurteilen zu können,
- die Entwicklung einer Sonde, um die Gesamtdruckverteilung im Luftstrahl der Luftummantelung nach dem Austritt aus der Düse zu messen,
- die Erstellung eines Rechenmodells auf Basis der Thermo- und Gasdynamik sowie anhand von Versuchsergebnissen, um den maximalen Kompressordruck zu berechnen, ab dem die Luftummantelung die Schneidkraft des Düsenstrahls negativ beeinflusst,
- die Entwicklung eines Zusatzmoduls, um die Schneidkraft einer Zweikolbenpumpe dem Niveau einer Dreikolbenpumpe anzupassen und der entsprechende Nachweis hierfür auf dem Prüfstand.

Im folgenden werden die wichtigsten Ergebnisse der Arbeit zusammengestellt:

1. Mit dem neuartigen Prüfstand können verschiedene Komponenten des Düsenstrahlverfahrens ohne Probesäulen und unabhängig von unterschiedlichen Bodenverhältnissen kostengünstig untersucht und quantitativ anhand der gemessenen Schneidkraft des Düsenstrahls beurteilt werden (Kapitel 2).
2. Mit der Formel zur Berechnung des maximalen Kompressordrucks in Abhängigkeit von der Düstiefe l_{DT} und der Länge des Luftschlauches l_s kann nach der Festlegung der in Tabelle 3.2 dargestellten Parameter der Druck für die Luftummantelung optimal gewählt und dadurch die Schneidkraft des Düsenstrahls maximiert werden (Abschnitt 3.3).
3. Auf dem Prüfstand ist im Umgebungsdruck weder ein positiver noch ein negativer Einfluss der Luftummantelung auf die Schneidkraft nachweisbar (Abschnitt 3.4.5).
4. Die Zugabe von Luft um den Düsenstrahl wirkt im Düsenstrahlelement nicht wie eine Luftummantelung und kann den Düsenstrahl auch nicht bündeln, da die Masse der ausströmenden Luft nur ein hundertstel der Masse des Düsenstrahls ist (Abschnitt 3.4.5).
5. Durch die Zugabe von Luft bildet sich im Düsenstrahlelement an der Grenze zum noch nicht erodierten Boden ein Bereich mit geringerer Suspensionsdichte, in dem der Düsenstrahl eine größere Reichweite hat. Auf Basis dieser Erkenntnis wird ein neuer Ansatzpunkt vorgestellt, um die Reichweite des Düsenstrahls beim Düsen mit Luftunterstützung durch die Variation des Düsenwinkels zur Horizontalen zu vergrößern (Abschnitt 3.4.6).
6. Eine Zweikolbenpumpe liefert in Kombination mit einem neuartigen Windkessel die gleich Schneidkraft wie eine Dreikolbenpumpe bei gleichem Druck und Durchfluss. Die Zweikolbenpumpe kann somit die Dreikolbenpumpe bis zu einem Druck von 200 bar ersetzen (Kapitel 4).
7. Für den Windkessel wurde eine Konstruktion entwickelt, die nicht zu Ablagerungen der gepumpten Zementsuspension im Windkessel führt (Abschnitt 4.4.3).
8. Mit der Kombination aus Zweikolbenpumpe und dem neuartigen Windkessel ist die Dimensionierung einer Baustelleneinrichtung speziell für Unterfangungen möglich, welche nur mit einem LKW transportiert werden kann.
9. Die Ergebnisse der Arbeit ermöglichen die korrekte Dimensionierung von Pumpe und Kompressor für die Anwendungsgebiete des Düsenstrahlverfahrens.

Der Prüfstand bietet die Möglichkeit jede Weiterentwicklung von Komponenten des Düsenstrahlverfahrens zu dokumentieren und diese mit den schon getesteten Komponenten quantitativ zu vergleichen.

Weiterführende Arbeiten sind zum Beispiel zur systematischen Untersuchung der Auswirkung des Düs winkels auf die Form des Deckels beim Düsenstrahlelement notwendig. Bildet sich die Grenze zum noch nicht erodierten Boden im Düsenstrahlelement so aus, dass sich dort bei der Zugabe von Luft während des Düsens ein stabiler Bereich geringerer Suspensionsdichte einstellt? Je nach Ergebnis dieser Untersuchung muss im nächsten Schritt ein Düsenträger mit separater Luftpüse und einer um 5° bis 10° nach oben gerichteten Suspensionspüse konstruiert werden.

Der Einsatz des Düsenshalters mit nach oben gerichteter Suspensionspüse ist nur in sandigen Böden sinnvoll, da nur bei diesen sicher ist, dass die gestaute Luft wieder austritt und bei den Nachbargebäuden zu keinen Hebungen führt, die diese beschädigen können.

Um die bis jetzt eingesetzte Art der Luftummantelung weiter zu optimieren, sollten die Luftpüsen hierzu entsprechend weiterentwickelt werden.

Der in der vorliegenden Arbeit entwickelte neuartige Windkessel ist als nächstes im Baustellenbetrieb zu testen und entsprechend den dort gesammelten Erfahrungen weiterzuentwickeln.

Um die Kombination der Zweikolbenpumpe mit dem neuartigen Windkessel im Rahmen der Bauaufsichtlichen Zulassung betreiben zu können, muss der darin festgelegte Druckbereich von 300 - 600 bar auf 180 - 600 bar erweitert werden. Hierzu sind Feldversuche in verschiedenen Böden notwendig, um dort die geforderten Minstdurchmesser zu gewährleisten.

Literaturverzeichnis

- [1] *Meyers Großes Taschenlexikon*. B.I.-Taschenbuchverlag, 1992.
- [2] *Der Spezialtiefbau - Aktueller Stand der Geräte und Verfahrenstechnik*. Bautechnik, (Sonderheft August 2004):60 – 66, August 2004.
- [3] *Highpressure Pumps*. Technischer Bericht, Soilmec, Dezember 2004. http://www.soilmec.com/_vti_g1_p16.aspx?rpstry=28.
- [4] *Hydro-Membranspeicher*. Technischer Bericht, HYDAC International, Februar 2005. [http : //212.88.134.40/pdf/d3100 – 19 – 07 – 03_sbo.pdf](http://212.88.134.40/pdf/d3100-19-07-03sbo.pdf).
- [5] 12716, EUROPÄISCHE NORM EN: *Ausführung von besonderen geotechnischen Arbeiten (Spezialtiefbau) - Düsenstrahlverfahren*. Europäisches Komitee für Normung, Entwurf Januar 1999.
- [6] ALBRING, W.: *Angewandte Strömungslehre*. Akademie-Verlag, Berlin, 1978.
- [7] ANLAGENTECHNIK (MAT), MISCH UND. Technischer Bericht, Februar 2005. <http://www.mat-oa.de/site/german/allg/mat.html>; Stand: 10.02.2005.
- [8] ARNOLDI, S.: *Qualitätssicherungsmaßnahmen beim Düsenstrahlverfahren am Beispiel des Bauvorhabens "HDI Leipzig-Mokau"*. In: *Internationale Fachtagung Für Injektionstechnik in Bergbau und Bauwesen*, Seiten 99 – 105. Verlag Glückauf GmbH, September 1999.
- [9] BAEHR, H.: *Thermodynamik*. Springer Verlag, 2000.
- [10] BERG, H.: *Die Kolbenpumpen*. Verlag von Julius Springer, 1921.
- [11] BERG, J.: *Das Düsenstrahlverfahren im Spezialtiefbau*. Expert Verlag, 2002.
- [12] BERGSCHNEIDER, B.: *Zur Reichweite Beim Düsenstrahlverfahren im Sand*. Doktorarbeit, Bergische Universität Wuppertal, August 2002.
- [13] BRANDSTÄTTER, C.; LACKNER, R.; MANG H. A.: *Bestimmung von Materialeigenschaften zementgebundener Werkstoffe mittels Temperaturmessungen: Anwendung im Rahmen des Düsenstrahlverfahrens*. Bauingenieur, Seiten 51 – 77, Februar 2002.

- [14] BRUX, G.: *Möglichkeiten und Grenzen der Anwendung der Düsenstrahlverfahren*. tis, Tiefbau Ingenieurbau Straßenbau, (1):25–28, Januar 2001.
- [15] BURKE, G. K.; WEBER, A.; TOTH P.: *Soilcrete-DS: Enhanced Technology for Surgical Soil Improvement*. In: *Grouting Soil Improvement / Geosystems including Reinforcement; Fourth International Conference on Ground Improvement Geosystems*, Seiten 137 – 144. Finnish Geotechnical Society, June 2000.
- [16] CERBE, G.; HOFFMANN, H.-J.: *Einführung in die Thermodynamik*. Carl Hanser Verlag, 1994.
- [17] ECK, B.: *Technische Strömungslehre - Grundlagen (Band 1)*. Springer - Verlag, 1978.
- [18] ECK, B.: *Technische Strömungslehre - Anwendungen (Band 2)*. Springer - Verlag, 1981.
- [19] FROSS, M.: *JET-GROUTING-, DÜSENSTRAHL- ODER HDBV-VERFAHREN? - Zwei Jahrzehnte Entwicklung aus der Sicht von Planung und Entwurf*. In: *Düsenstrahlverfahren - Möglichkeiten und Grenzen der Anwendung, 15. Christian Veder Kolloquium*, Seiten 47–64. Technische Universität Graz, April 2000.
- [20] GIESECKE, P.: *Dehnungsmeßstreifentechnik*. Vieweg Verlag, 1994.
- [21] GMEHLING, J.; KOLBE, B.: *Thermodynamik*. VCH Verlagsgesellschaft mbH, 1992.
- [22] GREEMAN, A.: *Cutting Deflection*. European Foundations, Seite 10, 1999.
- [23] GUDEHUS, G.; SCHWARZ, W.: *Düsenstrahlverfahren in holzhaltigem, nichtbindigem Baugrund*. In: *Vorträge der Baugrundtagung 1998 in Stuttgart*, Seiten 643–655. Deutsche Gesellschaft für Geotechnik e. V., 1998.
- [24] HARTWIG, G.: *Einführung in die Fehler- und Ausgleichsrechnung*. Carl Hanser Verlag, 1967.
- [25] HERWIG, H.: *Strömungsmechanik*. Springer Verlag, 2002.
- [26] HOFFMANN, K.: *Der Weg zum Messgrößenaufnehmer*. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1989.
- [27] HOFFMANN, K.: *Anwendung der Wheatstone Brückenschaltung*. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 1991.
- [28] HOFFMANN, H.; KATZENBACH, R.; QUICK H.; WEIDLE A.: *Überlegungen zum Risk Assessment beim Düsenstrahlverfahren auf der Basis aktueller Entwicklungen*. In: *Düsenstrahlverfahren - Möglichkeiten und Grenzen der Anwendung, 15. Christian Veder Kolloquium*, Seiten 31–46. Technische Universität Graz, April 2000.

- [29] HOLFELDER, M.; JÖRGER, R.: *Unterfangungen - Beispiele und Rechtsprobleme*. Tiefbau, Seiten 306 – 311, Juni 2002.
- [30] HÖPCKE, W.: *Fehlerlehre und Ausgleichsrechnung*. Walter de Gruyter, 1980.
- [31] HORNICH, W.: *Eignungsversuche zum Düsenstrahlverfahren (DSV) anhand großdimensionierter Probefelder am Beispiel der Bauvorhaben Tunnel Frankfurter Kreuz und Hauptkläranlage Wien*. In: *Düsenstrahlverfahren - Möglichkeiten und Grenzen der Anwendung, 15. Christian Veder Kolloquium*, Seiten 83 – 99. Technische Universität Graz, April 2000.
- [32] IBEN H. K., SCHMIDT J.: *Starthilfe Thermodynamik*. B.G. Teubner, 1999.
- [33] IBEN, H. K.; IBEN, U.: *Starthilfe Strömungslehre*. B. G. Teubner Stuttgart ; Leipzig, 1999.
- [34] J., ZIEREP: *Grundzüge der Strömungslehre*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1997.
- [35] K.-H., BEITZ W.; GROTE: *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Verlag, 20. Auflage Auflage, 2001.
- [36] KLUCKERT, K. D.: *Quo Vadis HDI?* In: *Düsenstrahlverfahren - Möglichkeiten und Grenzen der Anwendung, 15. Christian Veder Kolloquium*, Seiten 15–30. Technische Universität Graz, April 2000.
- [37] KUTZNER, C.: *Injektionen im Baugrund*. Ferdinand Enke Verlag, 1991.
- [38] LEITER, E.: *Strömungsmechanik*. Vieweg, 1978.
- [39] LESNIK, M.: *Ermittlung der Reichweite beim Düsenstrahlverfahren unter Berücksichtigung der Herstellparameter und der Bodeneigenschaften mittels Rückflussanalyse*. Doktorarbeit, Technische Universität Graz, 2003.
- [40] LICHTEN, W.: *Skriptum Fehlerrechnung*. Springer-Verlag, 1988.
- [41] LIEPMANN, H. W.; ROSKO, A.: *Elements of Gasdynamik*. John Wiley & Sons, Inc., 1958.
- [42] LINDNER, H.: *Physik für Ingenieure*. Fachbuchverlag Leipzig - Köln, 1992.
- [43] LÖHNER, K. E.: *Kolbenpumpen und Kolbenverdichter*. Wolfenbüttler Verlagsanstalt G. m. b. H., 1948.
- [44] LUDWIG, R.: *Methoden der Fehler- und Ausgleichsrechnung*. Vieweg und Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1969.

- [45] MARTAK, L.; BUDIL, A.; WINKLER W.: *Jet-Grouting Schirme im überbauten Bereich, Vor- und Nachteile*. In: *Vorträge der Baugrundtagung 1998 in Stuttgart*, Seiten 93 – 120. Deutsche Gesellschaft für Geotechnik e.V., 1998.
- [46] MARTAK, L.: *Düsenstrahlverfahren in der Europäischen Normung*. In: *Düsenstrahlverfahren - Möglichkeiten und Grenzen der Anwendung*, Seiten 275 – 289. Technische Universität Graz, April 2000.
- [47] MIKI, G.; NAKANISHI, W.: *Technical progress of the jet grouting method and its newest type*. Seiten 195 – 200. Yokohama National University, Japan, 1984.
- [48] MÜLLER-KIRCHENBAUER, H.; SCHLÖTZER, C.; FRIEDRICH M.; KUK M.: *Neue Ergebnisse zur Wirkungsweise und zur Auswirkung des Düsenstrahlverfahrens*. In: *15. Christian Veder Kolloquium*, Seiten 201–216. Technische Universität Graz, 2000.
- [49] OERTEL, H. SEN.; OERTEL, H. JUN.: *Optische Strömungsmeßtechnik*. G. Braun Karlsruhe, 1989.
- [50] OERTEL, H. JR.; BÖHLE, M.: *Strömungsmechanik*. Vieweg, 2002.
- [51] OSWATITSCH, K.: *Gasdynamik*. Springer Verlag, Wien, 1952.
- [52] OSWATITSCH, K.: *Grundlagen der Gasdynamik*. Springer-Verlag, 1976.
- [53] PAPULA, L.: *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Vieweg und Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2001.
- [54] PRANDTL, L.; OSWATITSCH, K.; WIEGHARDT K.: *Führer durch die Strömungslehre*. Friedr. Vieweg und Sohn, 8. Auflage Auflage, 1984.
- [55] RITTER, C.: *Flüssigkeitspumpen*. Dr. Max Jänecke Verlagsbuchhandlung, 1942.
- [56] RITTER, C.: *Flüssigkeitspumpen*. Verlag von R. Oldenburg, 1953.
- [57] SCHRANK, M.: *Stand der Soilcrete-Technik*. In: *Düsenstrahlverfahren - Möglichkeiten und Grenzen der Anwendung, Beiträge Zum 15. Christian Veder Kolloquium*, Seiten 1–14. Technische Universität Graz, April 2000.
- [58] SHIBAZAKI, M.; YOSHIDA, H.; MATSUMOTO Y.: *Development of a Soil Improvement Method Utilizing Cross Jet*. In: *Grouting and Deep Mixing - The Secound International Conference on Ground Improvement Geosystems*, Seiten 721 – 726. A. A. Balkema, May 1996.
- [59] SMOLTCZYK, U.; WITT, K. J.: *Grundbau-Taschenbuch - Teil 2: Geotechnische Verfahren*. Ernst & Sohn, 2001.

- [60] SONDERMANN, W.; TÓTH, P. S.: *State of the Art of Jet Grouting shown on different Applications*. In: *Grouting Soil Improvement / Geosystems including Reinforcement; Fourth International Conference on Ground Improvement Geosystems*, Seiten 181 – 194. Finnish Geotechnical Society, June 2000.
- [61] STEIN, J.: *Experimentelle und Numerische Untersuchung Zum Düsenstrahlverfahren*. Doktorarbeit, Technische Universität Hamburg-Harburg, Dezember 2004.
- [62] TKACHUK, S.: *Theoretische Untersuchung des Eindringprozesses des Hochdruckstrahls in Lockergesteine beim Düsenstrahlinjektions-Verfahren*. Doktorarbeit, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, November 1997.
- [63] TÖPFER, H.; SCHWARZ, A.: *Wissenspeicher Fluidtechnik*. VEB Fachbuchverlag Leipzig, 1988.
- [64] TRUCKENBRODT, E.: *Lehrbuch der angewandten Fluidmechanik*. Springer Verlag, 1983.
- [65] TRUNK, U.; OTTERBEIN, R.: *Einfluss der Qualitätssicherung auf Ausführungssicherheit und Wirtschaftlichkeit bei schwierigen Düsenstrahl - Maßnahmen*. In: *Internationale Fachtagung für Injektionstechnik in Bergbau und Bauwesen*, Seiten 177 – 189. Verlag Glückauf GmbH, September 1999.
- [66] VISHAY, MEASUREMENT GROUP: *DMS Messtechnologie*. Measurement Group Messtechnik GmbH, 1991.
- [67] WEBER, F. J.: *Arbeitsmaschinen - Kolbenpumpen und Kolbenverdichter*. VEB Verlag Technik Berlin, 1938.
- [68] YOSHIDA, H.; JIMBO, S.; UESAWA S.: *Development and Practical Applications of Large Diameter Soil Improvement Method*. In: *Grouting and Deep Mixing - The Second International Conference on Ground Improvement Geosystems*. A. A. Balkema, May 1996.
- [69] ZIEREP, J.: *Theoretische Gasdynamik*. G. Braun Karlsruhe, 1991.

Bildverzeichnis

1.1	Vergleich von Injektionsmitteln mit dem Düsenstrahlverfahren	4
1.2	Die verschiedenen Phasensysteme des Düsenstrahlverfahrens	6
1.3	Arbeitsschritte beim Düsenstrahlverfahren	7
1.4	Verschiedene Formen von Düsenstrahlelementen	7
1.5	Düsenträger für das Zwei- oder Drei-Phasensystem	8
2.1	Verhalten eines Düsenstrahls in Luft	14
2.2	Düsenstrahl in Luft	15
2.3	Freistrah aus Luft durch Zugabe von Wasser sichtbar gemacht	15
2.4	Aufbau des Düsenprüfstands und der Messdatenerfassung	17
2.5	Skizze des Kraftaufnehmers für die Schneidkraft	19
2.6	Bildschirm Aufbau der Messsoftware nach einer Messung	20
2.7	Darstellung eines Versuchsergebnisses inkl. Auswertung	22
2.8	Sonden zur Bestimmung der Druckverteilung in Luftströmungen	28
2.9	Am Düsenträger installierte Pitot-Sonde	29
2.10	Grafische Darstellung der Messpunkte der Messreihen M1 bis M4	31
3.1	Korrelation des Säulendurchmessers mit dem Kompressordruck	34
3.2	Erläuterung d. Kontinuitäts- und Impulsgleichung für den Kontrollfaden	36
3.3	Laval-Düse und andere Düsenformen	41
3.4	Einfluss des Druckverhältnisses bei adiabater Zustandsänderung	42
3.5	System zur Berechnung des optimalen Kompressordrucks	44
3.6	Entwicklung der Geschwindigkeitsverteilung in einem Rohr	46
3.7	Darstellung eines laminaren und eines turbulenten Geschwindigkeitsprofils	47
3.8	Druckverlust im Luftschlauch	50
3.9	Dreidimensionale Darstellung des Druckverlusts im Luftschlauch	51
3.10	Optimaler Kompressordruck in Bezug auf die Schlauchlänge	53
3.11	Querschnittsverlauf im Luftkanal der Düsenträger und der Luftdüsen	55
3.12	Theoretische Darstellung der optimalen Luftummantelung	58
3.13	Messung der Luftummantelung M1 bei 8 bar Kompressordruck	60
3.14	Messung der Luftummantelung M2 bei 8 bar Kompressordruck	61
3.15	Messung der Luftummantelung M3 bei 8 bar Kompressordruck	62
3.16	Messung der Luftummantelung M4 bei 8 bar Kompressordruck	63

3.17	Veränderung des Gesamtdrucks in der Achse des Düsenstrahls	64
3.18	3D-Gesamtdruckverteilung der Kombination 5 in 1 cm Entfernung	65
3.19	Gesamtdruck Kombi5 bei M3 für verschiedene Kompressordrücke	67
3.20	Gesamtdruck in Achse des Düsenstrahls zwischen 0 und 4,5 cm Entfernung	67
3.21	Luftstrahl bei 2 bar Kompressordruck	69
3.22	Luftstrahl bei 6 bar Kompressordruck	69
3.23	Luftstrahl bei 10 bar Kompressordruck	69
3.24	Luftstrahl bei 14 bar Kompressordruck	69
3.25	Ohne Blende gemessene Schneidkraft mit Luftummantelung	70
3.26	Mit 20 cm Blende gemessene Schneidkraft mit Luftummantelung	71
3.27	Mit 10 cm Blende gemessene Schneidkraft mit Luftummantelung	71
3.28	Dichteverhältnis der Düsm Medien	74
3.29	Austritt von Luft aus dem Boden beim Düsenstrahlverfahren	75
3.30	Bildung eines Luftpolsters durch die Neigung des Düsenstrahls um 10°	76
4.1	Funktionsweise einer hydraulisch betriebenen Zweikolbenpumpe	79
4.2	Kolben mit Kurbeltrieb	80
4.3	Massenstrom der Zweikolbenpumpe	83
4.4	Massenstrom der Dreikolbenpumpe	83
4.5	Zweikolbenpumpe mit Windkessel	85
4.6	Wirkung des Windkessels auf den Massenstrom einer Zweikolbenpumpe	85
4.7	Fluktuierende Menge an Schneidmedium bei einer ZWK mit Windkessel	86
4.8	Aufbau eines Membranspeichers der Firma Hydac	89
4.9	Skizze zum Aufbau des Dämpfungssystems für die ZWK	90
4.10	Vergleich der Dreikolbenpumpe mit der ZWK mit und ohne Windkessel	93
4.11	Vergleich der Pumpen mit 4 mm Düse ohne Blende	94
4.12	Vergleich der Pumpen mit 4 mm Düse bei 20 cm Blende	94
4.13	Vergleich der Pumpen mit 4 mm Düse bei 10 cm Blende	95
4.14	Geschwindigkeitsprofil bei pulsierender Rohrströmung	97
B.1	Messung der Luftummantelung M1 bei 10 bar Kompressordruck	117
B.2	Messung der Luftummantelung M1 bei 12 bar Kompressordruck	118
B.3	Messung der Luftummantelung M1 bei 14 bar Kompressordruck	118
B.4	Messung der Luftummantelung M2 bei 10 bar Kompressordruck	119
B.5	Messung der Luftummantelung M2 bei 12 bar Kompressordruck	119
B.6	Messung der Luftummantelung M2 bei 14 bar Kompressordruck	120
B.7	Messung der Luftummantelung M3 bei 10 bar Kompressordruck	120
B.8	Messung der Luftummantelung M3 bei 12 bar Kompressordruck	121
B.9	Messung der Luftummantelung M3 bei 14 bar Kompressordruck	121
B.10	Messung der Luftummantelung M4 bei 10 bar Kompressordruck	122
B.11	Messung der Luftummantelung M4 bei 12 bar Kompressordruck	122
B.12	Messung der Luftummantelung M4 bei 14 bar Kompressordruck	123

Tabellenverzeichnis

2.1	Werte für den Parameter t in Abhängigkeit von der Anzahl der Messwerte	24
2.2	MR I: Standardabweichung und Messunsicherheit der Messeinrichtung	25
2.3	MR II: Statistik für ab und wieder aufgebaute Messeinrichtung	25
3.1	Werte für technische Rauheitshöhen	49
3.2	Parameter zur Berechnung des optimalen Kompressordrucks	53
3.3	Mögliche Kombinationen der zu testenden Düsenträger und Düsen	54
3.4	ζ -Werte für 90°-Krümmer	56
3.5	Mittelw. und Standardabw. der gemessenen Gesamtdruckverteilung	61
3.6	Statistik der Versuche mit und ohne Luftummantelung	72
4.1	Technische Daten der zum Vergleich stehenden Pumpen	91
4.2	Parameter für den Betrieb der Zweikolbenpumpe	92
4.3	Abw. der Schneidkraft für die ZWK mit und ohne WK bei 20 cm Blende	96
4.4	Abw. der Schneidkraft für die ZWK mit und ohne WK bei 10 cm Blende	96
A.1	Einzelwerte der statistischen Untersuchung der Messgenauigkeit	114
A.2	Einzelwerte der statistischen Untersuchung zur Messgenauigkeit der Kraftmesseinrichtung	115

A Messergebnisse der statistischen Untersuchung

Die folgenden Tabellen stellen die einzelnen Versuchsergebnisse der statistischen Untersuchung zur Messgenauigkeit der Kraftmesseinrichtung des Prüfstandes dar. In Tabelle A.1 sind für den einmaligen Aufbau der Kraftmesseinrichtung dargestellt. In Tabelle A.2 sind die Einzelnen Messwerte für den mehrmaligen Ab- und Aufbau der Kraftmesseinrichtung für jeweils eine Messungen ohne, mit 20 cm und mit 10 cm Blende dargestellt.

Lfd. Nr.	Druck [bar]	Drehzahl [U/min]	Durchfluss [l/min]	Blende [cm]	Schneidkraft [kN]
1	400	2000	310	-	1460
2	400	2000	310	-	1435
3	400	2000	310	-	1463
4	400	1950	310	-	1438
5	400	1950	310	-	1469
6	400	1950	310	-	1424
7	400	1950	310	-	1432
8	400	1950	310	-	1444
9	400	1950	310	-	1468
10	400	1950	310	-	1459
11	400	1950	310	20	1113
12	400	1950	310	20	1075
13	400	1950	310	20	1085
14	400	1950	310	20	1090
15	400	1950	310	20	1094
16	400	1950	310	20	1087
17	400	1950	310	20	1109
18	400	1950	310	20	1113
19	400	1950	310	20	1154
20	400	1950	310	20	1082
21	400	1950	310	10	623
22	400	1950	310	10	556
23	400	1950	310	10	585
24	400	1950	310	10	587
25	400	1950	310	10	607
26	400	1950	310	10	573
27	400	1950	310	10	616
28	400	1950	310	10	604
29	400	1950	310	10	604
30	400	1950	310	10	602

Tabelle A.1: Einzelwerte der statistischen Untersuchung der Messgenauigkeit der Kraftmesseinrichtung für die Schneidkraft bei einmaligem Aufbau

Lfd. Nr.	Druck [bar]	Drehzahl [U/min]	Durchfluss [l/min]	Blende [cm]	Schneidkraft [kN]
Erster Ab- und Aufbau der Kraftmesseinrichtung					
31	400	1950	310	-	1439
32	400	1950	310	20	1093
33	400	1950	310	10	612
Zweiter Ab- und Aufbau der Kraftmesseinrichtung					
34	400	1950	310	-	1427
35	400	1950	310	20	1142
36	400	1950	310	10	645
Dritter Ab- und Aufbau der Kraftmesseinrichtung					
37	400	1950	310	-	1486
38	400	1950	310	20	1105
39	400	1950	310	10	638
Vierter Ab- und Aufbau der Kraftmesseinrichtung					
40	400	1950	310	-	1446
41	400	1950	310	20	1126
42	400	1950	310	10	578
Fünfter Ab- und Aufbau der Kraftmesseinrichtung					
43	400	1950	310	-	1441
44	400	1950	310	20	1083
45	400	1950	310	10	589
Sechster Ab- und Aufbau der Kraftmesseinrichtung					
46	400	1950	310	-	1431
47	400	1950	310	20	1078
48	400	1950	310	10	587
Siebter Ab- und Aufbau der Kraftmesseinrichtung					
49	400	1950	310	-	1488
50	400	1950	310	20	1107
51	400	1950	310	10	635
Achter Ab- und Aufbau der Kraftmesseinrichtung					
52	400	1950	310	-	1475
53	400	1950	310	20	1124
54	400	1950	310	10	674
Neunter Ab- und Aufbau der Kraftmesseinrichtung					
55	400	1950	310	-	1436
56	400	1950	310	20	1143
57	400	1950	310	10	684

Tabelle A.2: Einzelwerte der statistischen Untersuchung zur Messgenauigkeit der Kraftmesseinrichtung für die Schneidkraft bei wiederholtem Ab- und Aufbau

B Gesamtdruckverteilungen

In diesem Anhang werden die bei 10 bar, 12 bar und 14 bar Kompressordruck gemessenen Gesamtdruckverteilungen grafisch dargestellt.

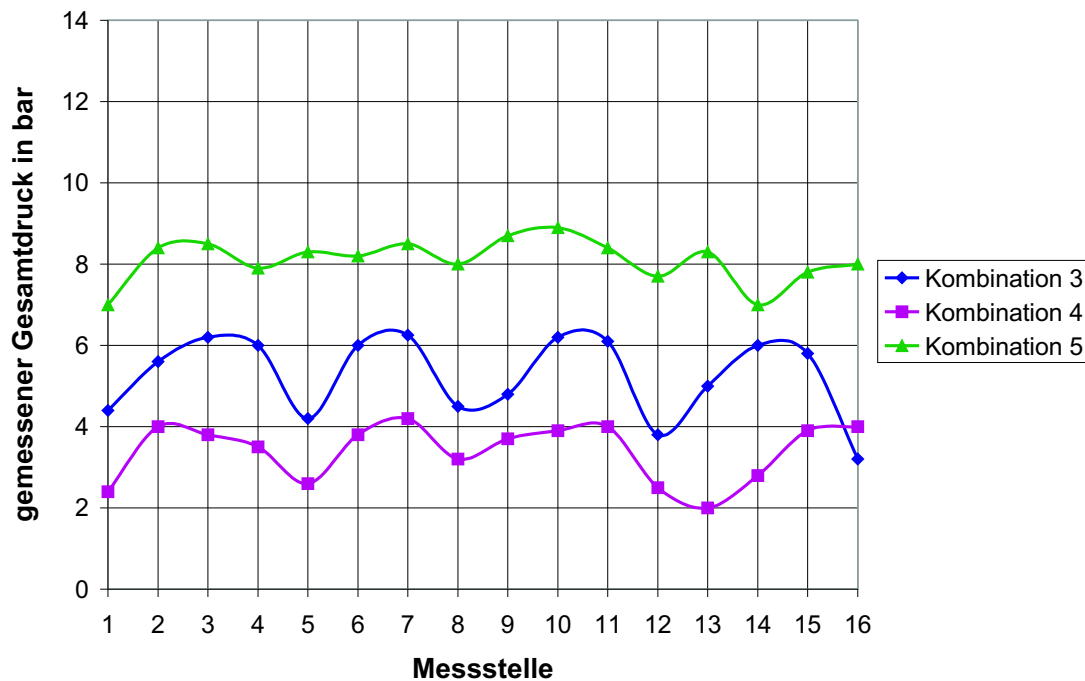


Bild B.1: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M1 bei 10 bar Kompressordruck

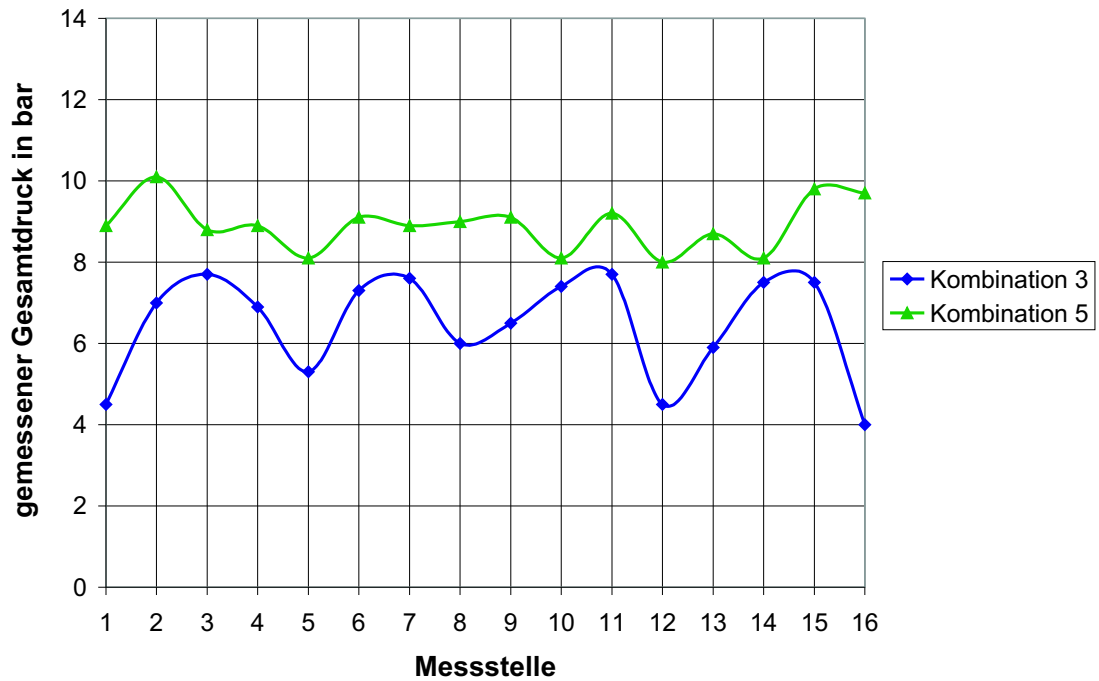


Bild B.2: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M1 bei 12 bar Kompressor-druck

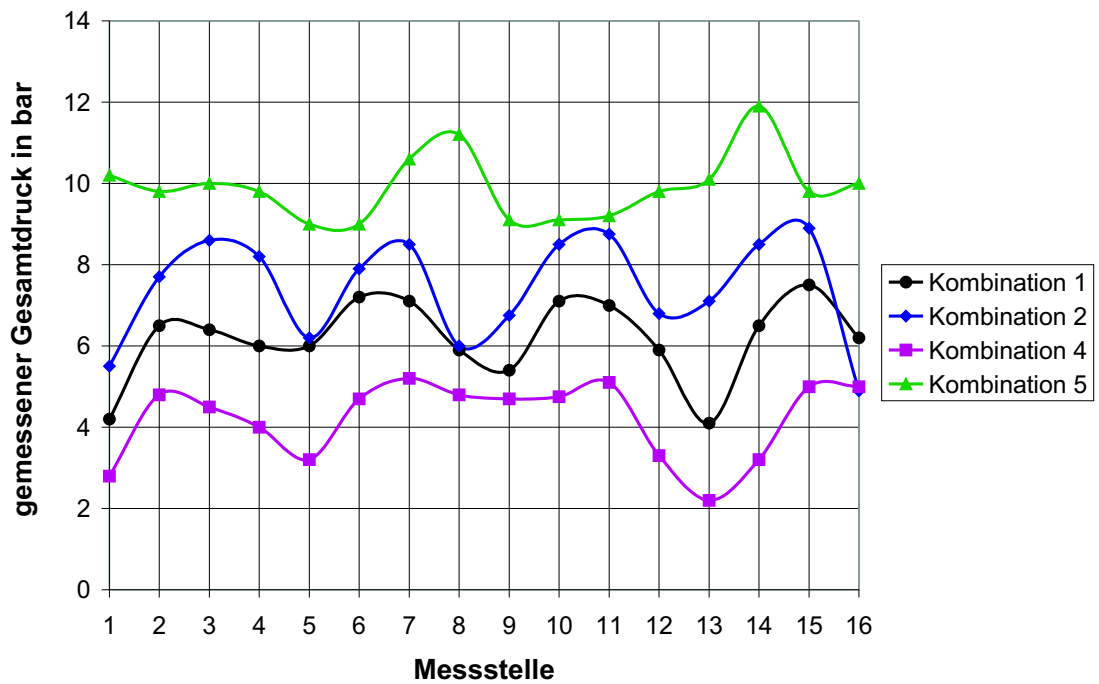


Bild B.3: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M1 bei 14 bar Kompressor-druck

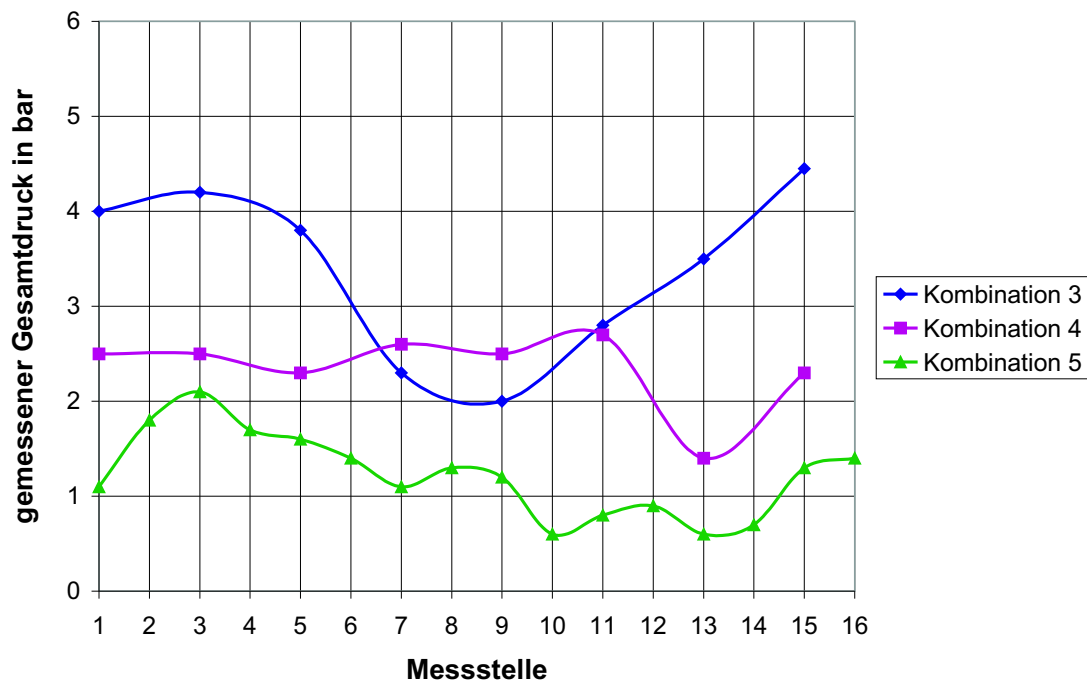


Bild B.4: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M2 bei 10 bar Kompressordruck

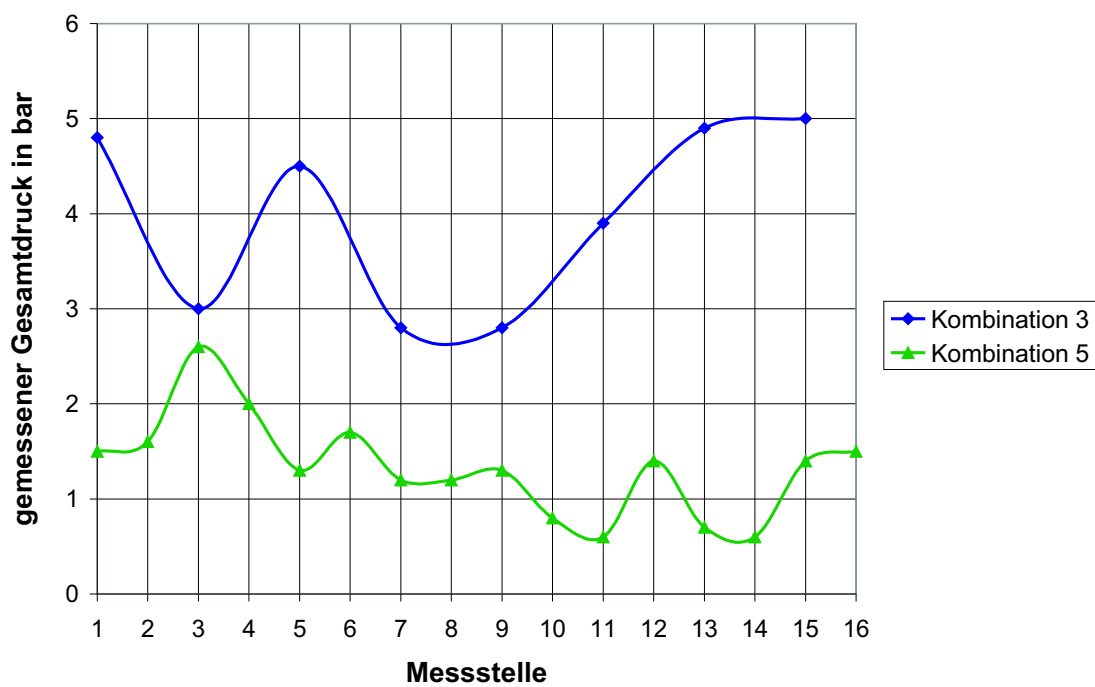


Bild B.5: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M2 bei 12 bar Kompressordruck

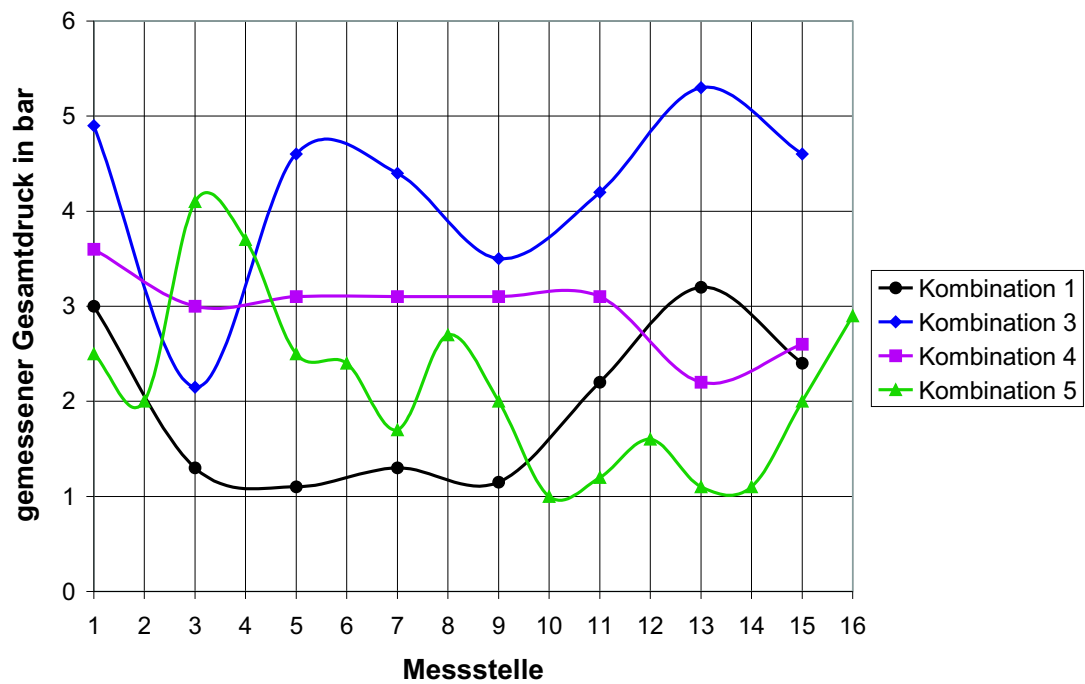


Bild B.6: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M2 bei 14 bar Kompressor­druck

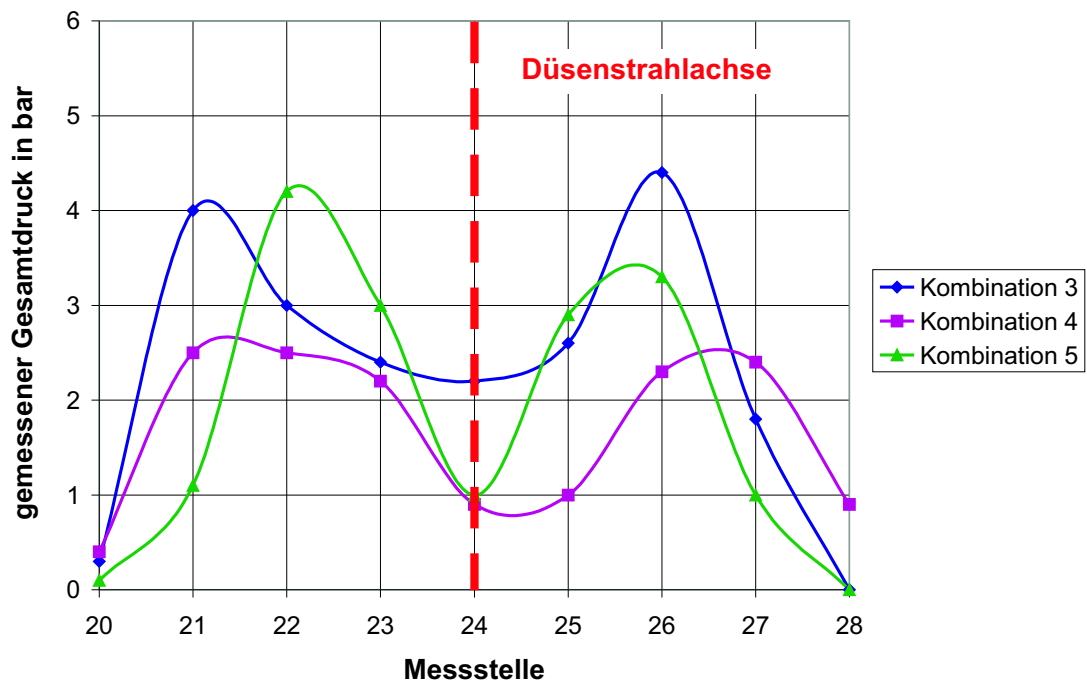


Bild B.7: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M3 bei 10 bar Kompressor­druck

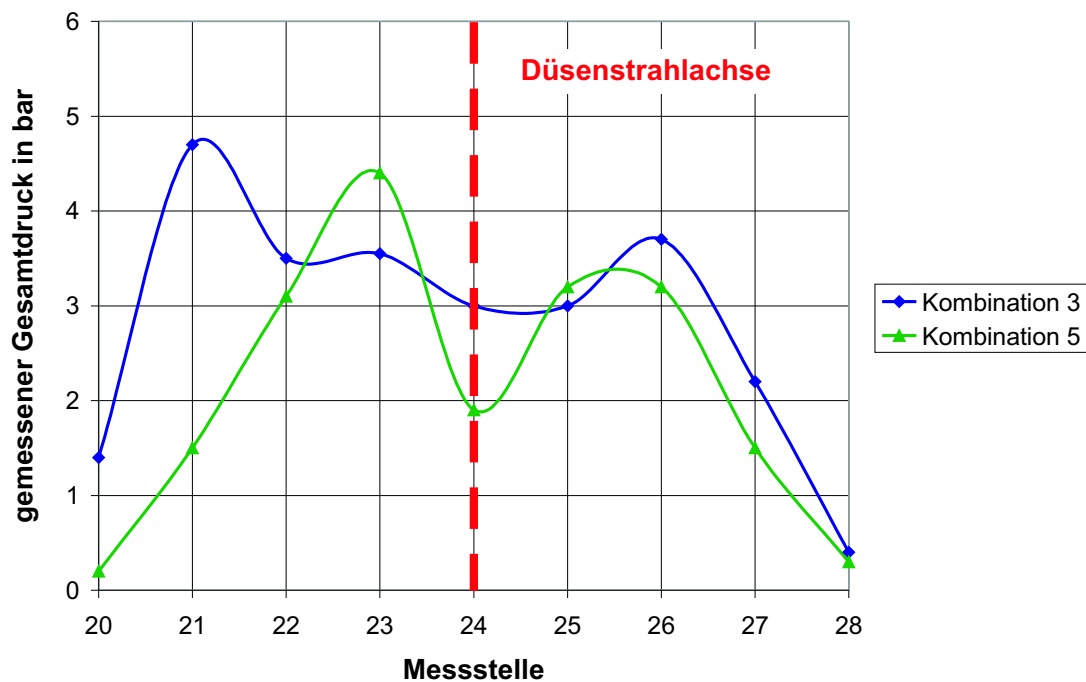


Bild B.8: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M3 bei 12 bar Kompressordruck

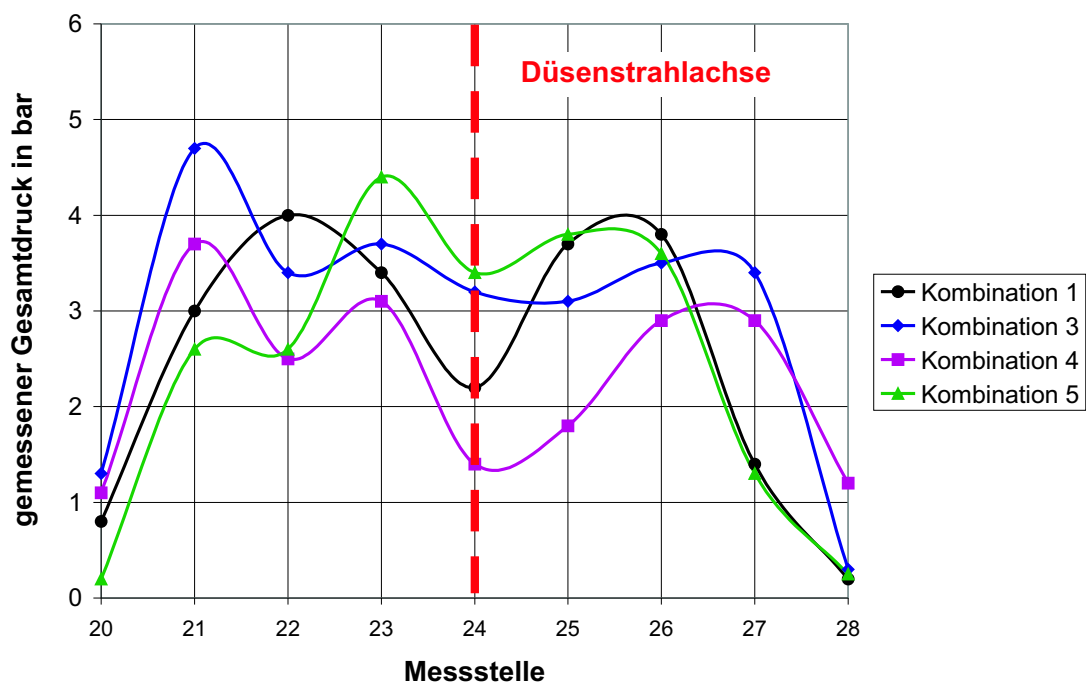


Bild B.9: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M3 bei 14 bar Kompressordruck

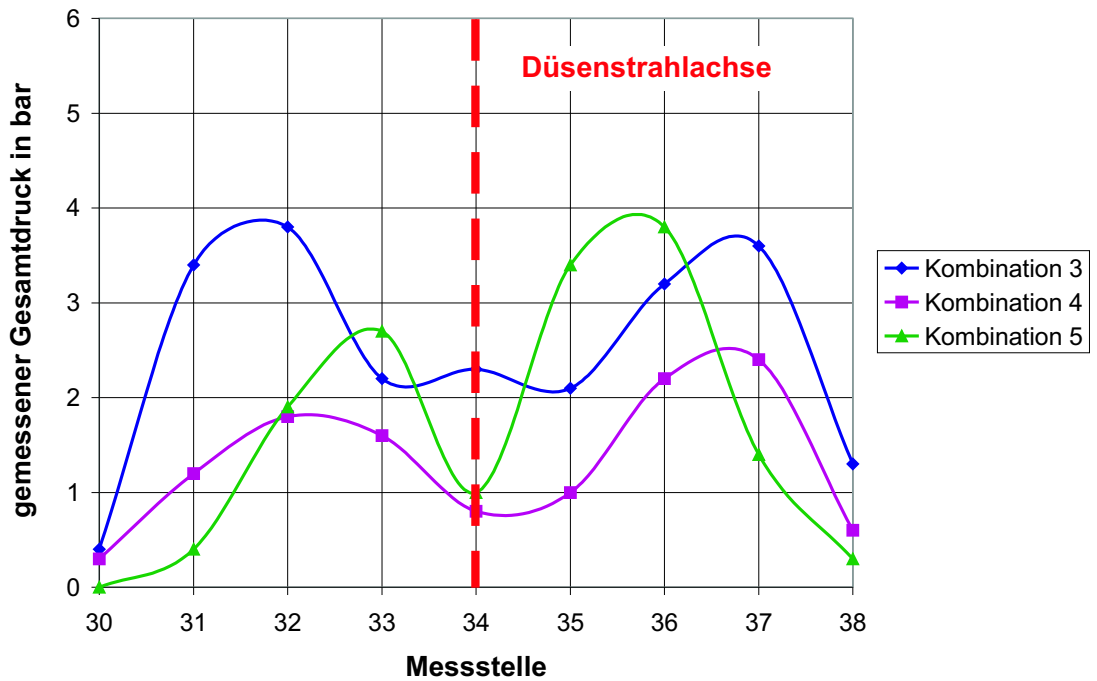


Bild B.10: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M4 bei 10 bar Kompressor Druck

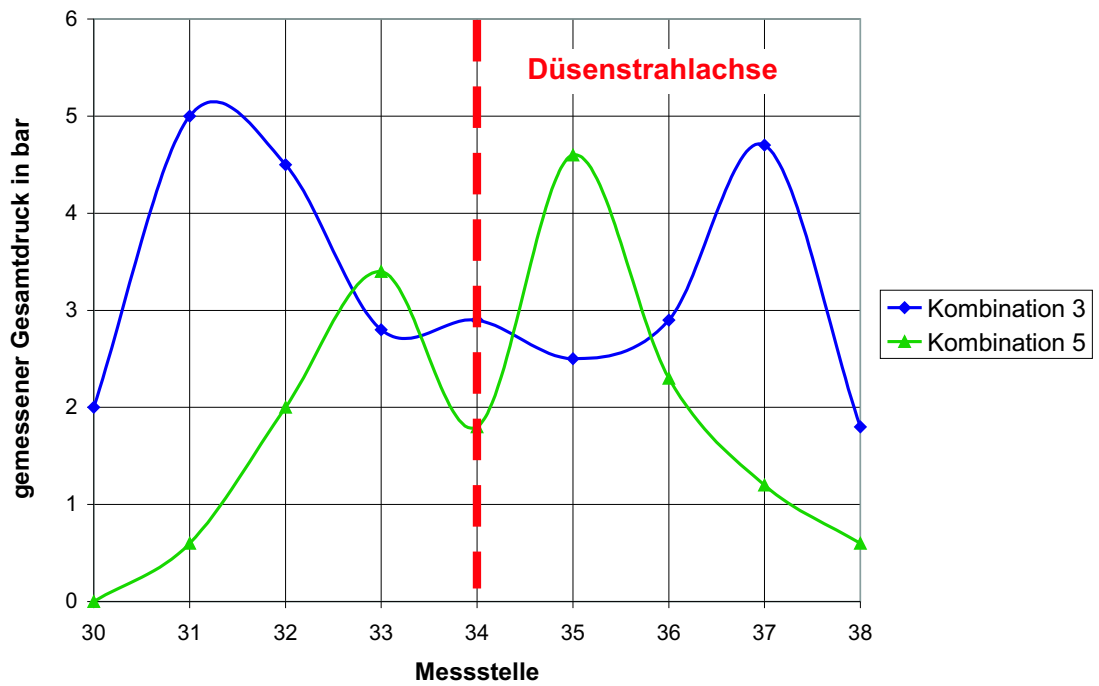


Bild B.11: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M4 bei 12 bar Kompressor Druck

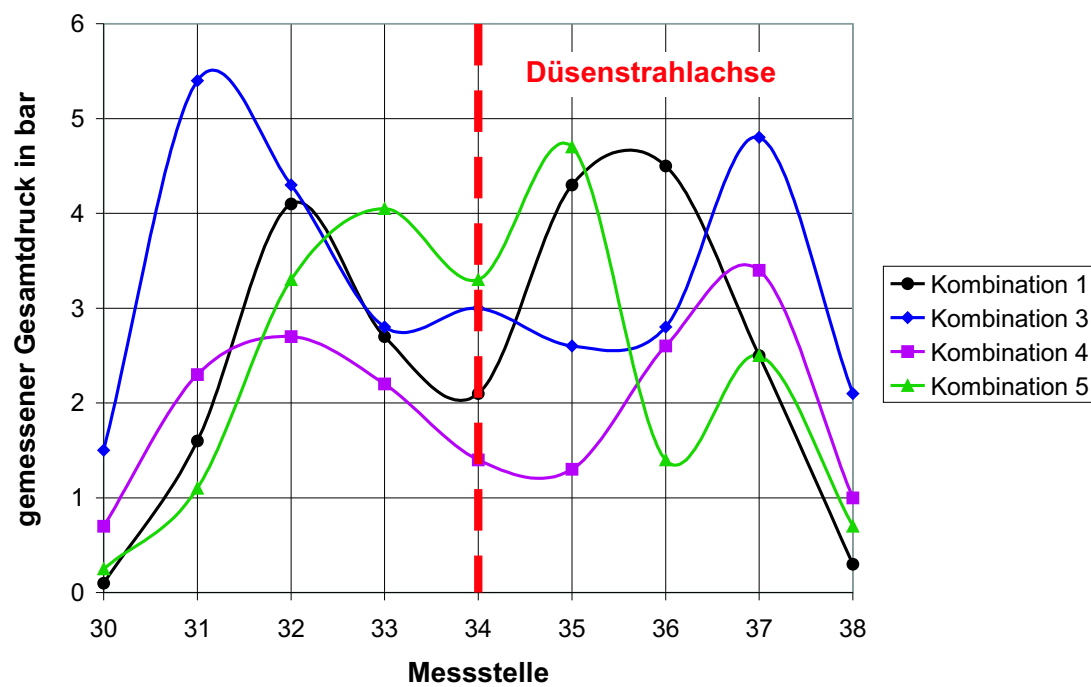


Bild B.12: Vergleich der getesteten Kombinationen anhand der Messreihe M4 bei 14 bar Kompressordruck